

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

# DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO DE FÓRMULA STUDENT

---

Proyecto fin de carrera

Departamento de mecánica  
2014



Tutor: Dr. Daniel García-Pozuelo Ramos

Autor: D. Carlos Pulido Laparra

## Índice

1. Introducción.....	8
1.1. La Fórmula Student .....	8
1.1.1. ¿Qué es la Fórmula Student? .....	8
1.1.2. Disciplinas.....	8
1.1.3. Pruebas estáticas.....	9
1.1.4. Pruebas dinámicas.....	9
1.1.5. Categorías .....	10
1.2. Fórmula Uc3m.....	10
2. Objetivos.....	13
3. Bases teóricas .....	15
3.1. Antecedentes .....	15
3.2. Normativa .....	15
3.3. Elementos de la suspensión.....	19
3.3.1. Neumáticos .....	19
3.3.2. Elementos elásticos (resortes) .....	21
3.3.3. Amortiguadores.....	23
3.3.4. Barras antibalanceo.....	27
3.4. Tipos de suspensión .....	29
3.4.1. Sistema dependiente o Eje rígido (beam axle).....	29
3.4.2. Sistema independiente .....	31
3.5. Parámetros de la dirección .....	36
3.5.1. Ángulo de caída (Camber).....	36
3.5.2. Ángulo de salida (King pin).....	37
3.5.3. Convergencia (toe in) o divergencia (toe out).....	38
3.5.4. Ángulo de avance (caster).....	39
3.5.5. Ángulo de deriva.....	39
3.5.6. Centro de balanceo.....	40
4. Cálculos y diseño del sistema de suspensión .....	43
4.1. Condiciones a tener en cuenta .....	43
4.2. Análisis vibracional .....	43
4.2.1. Determinación preliminar de las frecuencias naturales .....	43
4.2.2. Modelo vibracional de $\frac{1}{4}$ del automóvil.....	50
4.2.3. Análisis de rebote y cabeceo de la masa suspendida (modelo $\frac{1}{2}$ ) .....	52
4.3. Transferencia de masa en dinámica.....	59



4.3.1. Transferencia de masa durante la aceleración .....	59
4.3.2. Transferencia de masa durante la frenada .....	60
4.4. Factores a tener en cuenta en el diseño de la suspensión .....	60
4.5. Condiciones iniciales .....	61
4.6. Geometría de la suspensión .....	64
4.7. Centro de balanceo .....	65
4.8. Ángulo de salida .....	66
4.9. Ángulo de avance .....	67
4.10. Adherencia de los neumáticos .....	67
4.11. Convergencia.....	68
4.12. Ángulo de caída .....	68
4.13. Conjunto muelle-amortiguador .....	69
4.14. Diseño de piezas.....	71
4.14.1. Brazos de la suspensión .....	71
4.14.2. Barra de empuje .....	73
4.14.3. Balancín.....	74
4.14.4. Barras antibalanceo .....	76
4.15. Análisis estructural .....	76
4.15.1. Rótula.....	77
4.15.2. Anclaje chasis-brazos de la suspensión .....	79
4.15.3. Balancín.....	81
4.15.4. Barra de empuje .....	83
4.15.5. Triangulo inferior.....	85
4.16. Configuración Final.....	86
5. Estudio Económico .....	92
5.1. Piezas de construcción propia.....	92
5.2. Piezas adquiridas.....	94
5.3. Presupuesto final.....	94
6. Conclusiones .....	96
7. Desarrollos futuros.....	98
Bibliografía .....	100
ANEXOS .....	102
Anexo I: Componentes .....	103
Anexo II: Planos de las piezas .....	108

## Índice de las figuras

Figura 1. Vehículo Fórmula SAE .....	8
Figura 2. Circuito en 8 .....	9
Figura 3. Logotipo Fórmula Uc3m.....	11
Figura 4. Organigrama Fórmula Uc3m .....	11
Figura 5. Estructura del neumático.....	20
Figura 6. Resorte de ballesta .....	21
Figura 7. Barra de torsión .....	22
Figura 8. Resorte helicoidal .....	23
Figura 9. Amortiguador telescópico.....	23
Figura 10. Funcionamiento del amortiguador .....	24
Figura 11. Esquema simplificado de un amortiguador bitubo .....	25
Figura 12. Esquema completo de una amortiguador bitubo .....	25
Figura 13. Esquema simplificado de una amortiguador monotubo .....	26
Figura 14. Esquema completo de un amortiguador monotubo .....	26
Figura 15. Efecto de la barra estabilizadora .....	27
Figura 16. Geometría anti-squad.....	28
Figura 17. Geometría anti-dive.....	29
Figura 18. Sistema hotchkiss .....	30
Figura 19. Suspensión fourlink .....	30
Figura 20. Suspensión de Dion .....	31
Figura 21. Suspensión de eje oscilante .....	32
Figura 22. Brazos tirados .....	32
Figura 23. Brazos semi-tirado.....	33
Figura 24. Suspensión MCPerson .....	33
Figura 25. Suspensión de dobles triángulos superpuestos .....	34
Figura 26. Sistema pull-rod y push-rod .....	35
Figura 27. Suspensión multibrazo.....	36
Figura 28. Ángulo de caída .....	36
Figura 29. Ángulo de salida .....	37
Figura 30. Convergencia y divergencia.....	38
Figura 31. Cálculo de convergencia .....	38
Figura 32. Ángulo de avance .....	39
Figura 33. Ángulo de deriva.....	40
Figura 34. Diferente generación de ángulo de deriva.....	40

Figura 35. Centro de balanceo.....	41
Figura 36. Esquema de la distribución de masas suspendidas.....	44
Figura 37. Esquema de las partes del piloto.....	45
Figura 38. Localización del centro de gravedad.....	47
Figura 39. Datos obtenidos del fabricante de los neumáticos Hoosier .....	49
Figura 40. Gráfica rigidez estática/carga para diferentes presiones .....	49
Figura 41. Esquema del modelo vibracional a $\frac{1}{4}$ del automóvil .....	50
Figura 42. Esquema del modelo vibracional a $\frac{1}{4}$ simplificado .....	51
Figura 43. Esquema del modelo vibracional a $\frac{1}{4}$ simplificado teniendo en cuenta la masa no suspendida .....	51
Figura 44. Esquema del modelo vibracional a $\frac{1}{2}$ del automóvil .....	52
Figura 45. Cotas de los centros de gravedad de la masa suspendida.....	54
Figura 46. Dimensiones del vehículo .....	61
Figura 47. Posición del centro de gravedad .....	62
Figura 48. Chasis .....	63
Figura 49. Mangueta .....	64
Figura 50. Sistema push-rod.....	65
Figura 51. Localización del centro de balanceo .....	66
Figura 52. Cálculo del ángulo de salida .....	67
Figura 53. Convergencia.....	68
Figura 54. Cálculo del ángulo de caída.....	69
Figura 55. Conjunto amortiguador-resorte Fox Racing.....	70
Figura 56. Triangulo de la suspensión.....	71
Figura 57. Anclajes de unión chasis-brazos .....	72
Figura 58. Unión barra de empuje-triángulo inferior .....	72
Figura 59. Rótula.....	73
Figura 60. Ensamblaje del chasis con los brazos de la suspensión delantera y la mangueta .....	73
Figura 61. Esquema de la barra de empuje.....	73
Figura 62. Esquema de la suspensión delantera .....	74
Figura 63. Diseño de los puntos de anclaje del balancín .....	74
Figura 64. Diseño del balancín.....	75
Figura 65. Cotas del balancín.....	75
Figura 66. Diseño de la barra antibalanceo .....	76
Figura 67. Rótula con aplicación de esfuerzos .....	77
Figura 68. Distribución de tensiones von Mises de la rótula.....	78

Figura 69. Estudio de la deformación de la rótula .....	78
Figura 70. Estudio del factor de seguridad de la rótula .....	79
Figura 71. Anclajes chasis-brazos con aplicación de esfuerzos .....	79
Figura 72. Distribución de tensiones von Mises del anclaje.....	80
Figura 73. Estudio de la deformación del anclaje .....	80
Figura 74. Estudio del factor de seguridad del anclaje .....	81
Figura 75. Distribución de tensiones von Mises del balancín .....	81
Figura 76. Estudio de la deformación del balancín .....	82
Figura 77. Estudio del factor de seguridad del balancín .....	82
Figura 78. Distribución de tensiones von Mises de la barra de empuje .....	83
Figura 79. Estudio de la deformación de la barra de empuje .....	84
Figura 80. Estudio del factor de seguridad de la barra de empuje.....	84
Figura 81. Distribución de tensiones von Mises del triangulo inferior .....	85
Figura 82. Estudio de la deformación del triangulo inferior .....	86
Figura 83. Estudio del factor de seguridad del triangulo inferior .....	86
Figura 84. Diseño de la geometría de los brazos de la suspensión .....	87
Figura 85. Ensamblaje se la suspensión trasera .....	89
Figura 86. Ensamblaje de la suspensión trasera y delantera .....	89
Figura 87. Ensamblaje de la suspensión trasera y delantera con los ruedas .....	90



# CAPÍTULO 1

## INTRODUCCIÓN

# 1. Introducción

## 1.1. La Fórmula Student

### 1.1.1. ¿Qué es la Fórmula Student?

La fórmula Student o también conocida como fórmula SAE es una prestigiosa competición a nivel europeo y mundial, donde equipos de distintas universidades formados por estudiantes, compiten diseñando, fabricando y construyendo un monoplaza. Los equipos de fórmula Student deberán cumplir una normativa creada por la dirección de la competición y superar una serie de pruebas, tanto de diseño (pruebas estáticas) como de funcionamiento (pruebas dinámicas).



Figura 1. Vehículo fórmula SAE

### 1.1.2. Disciplinas

El objeto de la competición es simular una situación real en la cual una empresa de competición contrata a estos ingenieros para desarrollar un prototipo. Los compradores hipotéticos serían corredores amateur. El coche debe por ello satisfacer unas prestaciones elevadas en aceleración, frenada, y estabilidad, pero también debe ser fácil de mantener, barato, y fiable. Otros factores como la estética y el confort se valoran igualmente. El precio máximo para el vehículo es de 21.000 euros y la victoria es para el equipo que mejor logre superar todos estos requisitos. [1]

Por todo ello se valoran los siguientes aspectos:

	Prueba	Puntos
<b>Pruebas estáticas</b>	Prueba de diseño	150
	Presentación de marketing	75
	Análisis de costes	100
<b>Pruebas dinámicas</b>	Aceleración	75
	Figura en 8	50
	Auto-cross	150
	Resistencia	300



### 1.1.3. Pruebas estáticas

- Prueba de diseño: en una primera fase consiste en defender los diseños realizados por el equipo ante los jueces.
- Presentación de marketing: consiste en una exposición ante un jurado compuesto por profesionales en la que hay que vender el coche, a una empresa ficticia.
- Análisis de costes: consiste en discutir ante los jueces un informe, preparado previamente, sobre el coste de piezas y ensamblaje del vehículo. En esta prueba se evalúa el coste total y la habilidad del equipo para preparar el informe.

### 1.1.4. Pruebas dinámicas

- Aceleración: la prueba consiste en recorrer una distancia de 75 metros en el menor tiempo posible.
- Figura en 8: consiste en recorrer en el menor tiempo posible un circuito compuesto por dos circunferencias unidas formando un ocho. El coche deberá dar dos vueltas a una de las circunferencias en sentido horario y otras dos a la otra en sentido antihorario, pasando de una circunferencia a la otra describiendo un 8.
- Autocross: esta prueba se desarrolla en un circuito. La distancia total del circuito es aproximadamente de 800 m y el piloto debe de dar un número determinado de vueltas.
- Resistencia y economía del combustible: esta prueba consta de 22 vueltas a un circuito. Entre otros factores, se evalúa el menor consumo.

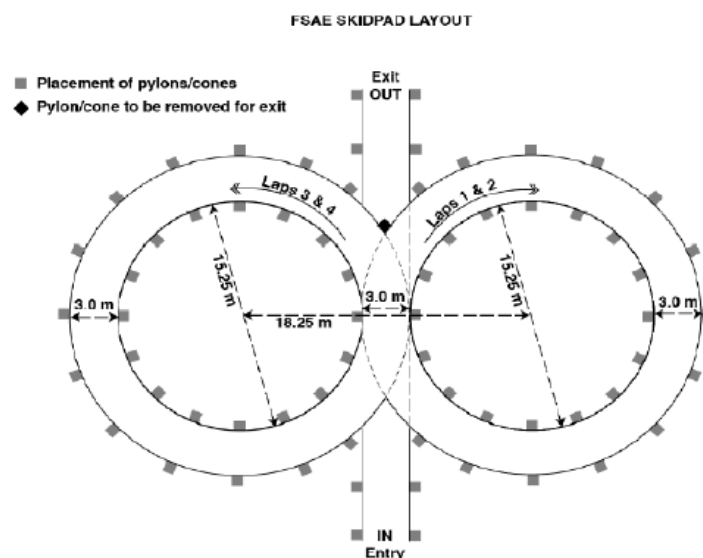


Figura 2. Circuito en 8

### 1.1.5. Categorías

En las competiciones de fórmula Student existen varias categorías, o clases. El mayor número de equipos se presentan a la categoría primera, que es aquella en la que compiten los monoplazas acabados y que hayan participado por primera vez hace como máximo un año.

#### Clase 3

Se trata de la clase de entrada para los equipos nuevos, en la cual participan únicamente vehículos en fase de diseño y validación del modelo. Como norma general y para fomentar el progreso, un equipo no se puede presentar a esta categoría dos años consecutivos, teniendo que hacerlo en las superiores. Se permiten excepciones para aquellos equipos que, además, se presenten a las clases 2 o 1. Únicamente se puntúan las pruebas de diseño, presentación y coste.

#### Clase 2

Esta categoría está pensada para equipos que hayan pasado de los conceptos básicos del diseño inicial y hayan logrado fabricar un vehículo completo. El mínimo requisito de entrada en esta categoría es disponer de un chasis completo. Al igual que en la categoría 3, los equipos que hayan participado un año en esta categoría han de promocionar a la primera en el próximo año para poder participar también en esta. Únicamente se puntúan las pruebas de diseño, presentación y coste.

#### Clase 1

En esta categoría participan monoplazas totalmente contruidos y que son capaces de moverse. Es la categoría más importante de todas, y un mismo coche solamente puede participar en ella durante los 12 meses siguientes a la primera competición en la que participa. Esta regla obliga a los equipos a progresar y fabricar cada vez nuevos vehículos. Se permite reaprovechar los componentes de monoplazas antiguos, salvo el chasis. Dentro de la categoría existen las llamadas “series 200”, en la que pueden participar vehículos de hasta 2 años de antigüedad. Los equipos puntúan aquí en todas las pruebas (diseño, presentación, coste, aceleración, skidpad, autocross, endurance y consumo de combustible).

## 1.2. Fórmula Uc3m

El equipo de fórmula SAE de la universidad Carlos III de Madrid, cuyo logotipo podemos ver en la figura 3, está compuesto por estudiantes de ingeniería de la universidad, integrado en la asociación Escudería Uc3m. Fundado en el año 2009 se desea poder concebir el que será el primer vehículo FSAE desarrollado por alumnos de la Universidad Carlos III de Madrid, participar en la competición y así iniciar una exitosa saga de modelos que puedan motivar a futuros alumnos que tengan interés en dar salida a sus conocimientos teóricos en un proyecto real.



Figura 3. Logotipo Fórmula Uc3m

El equipo está dividido en diferentes departamentos, todos ellos coordinados por la dirección técnica, encargada de que los diseños de las distintas divisiones se puedan ensamblar para alcanzar el diseño y construcción factible del vehículo. En la figura 4 se muestra el organigrama actual del equipo. [2]

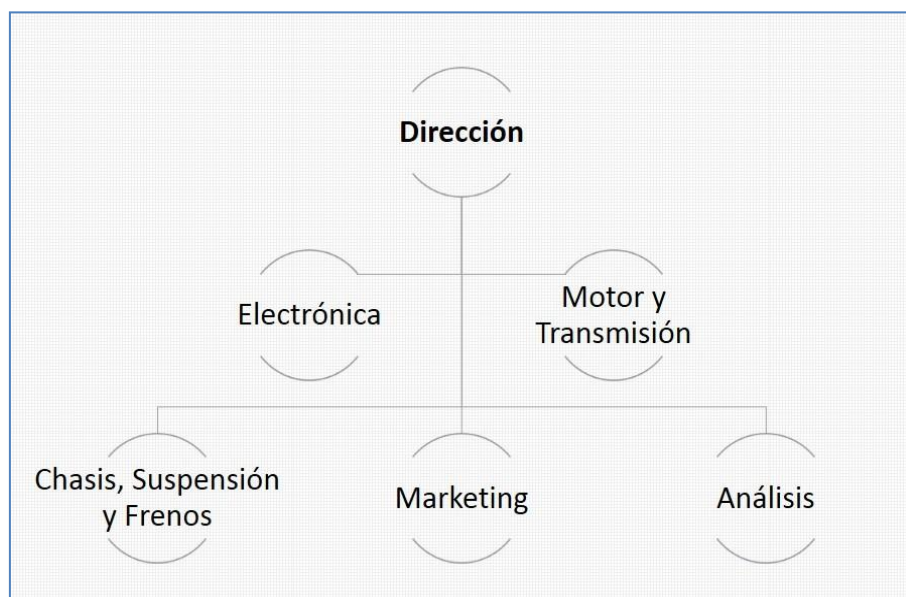


Figura 4. Organigrama Fórmula Uc3m



# CAPÍTULO 2

## OBJETIVOS

## 2. Objetivos

El objetivo del proyecto será diseñar y calcular un sistema de suspensión de un vehículo de Fórmula SAE. Para ello será importante saber los requisitos que deberá cumplir el diseño.

El sistema de suspensión diseñado deberá absorber las irregularidades del terreno, con el objetivo de proporcionar confort al piloto. Al mismo tiempo que proporciona confort, el sistema de suspensión deberá mantener la estabilidad y la dirección del vehículo, manteniendo el contacto entre el neumático y la calzada.

Los elementos de la suspensión han de soportar todo el peso del vehículo, se deben diseñar con el objetivo de soportar las cargas que actúan sobre ellos, sin que se produzcan deformaciones permanentes. A su vez, deben ser elásticos, para permitir que las ruedas se adapten continuamente al terreno. Esta elasticidad en los elementos de unión produce una serie de oscilaciones de intensidad decreciente que no cesan hasta que se ha devuelto la energía absorbida, lo que coincide con la posición de equilibrio de los elementos en cuestión; dichas oscilaciones deben ser amortiguadas hasta un nivel razonable que no ocasione molestias a los usuarios del vehículo.

Para hacer más confortable el vehículo, la suspensión deberá estar preparada para aguantar las oscilaciones de este (recibidas en el centro de gravedad del vehículo), que son:

- Vaivén: son oscilaciones que se producen en torno al eje vertical al pasar por un terreno ondulado.
- Cabeceo: son oscilaciones producidas a lo largo del eje transversal al plano que está proyectado el vehículo, principalmente en las frenadas y aceleraciones.
- Balanceo: son oscilaciones producidas cuando el vehículo vira produciendo una transferencia de pesos que comprime los muelles, produciendo un movimiento de balanceo de la masa suspendida en torno a un punto imaginario denominado centro de balanceo.

A parte de aumentar el control y la comodidad del vehículo la suspensión tiene otras funciones que son:

- Transmitir fuerzas de aceleración y frenado entre ejes y bastidor.
- Resistir el par motor y de frenado.
- Resistir los efectos de las curvas.
- Conservar el ángulo de dirección en todo el recorrido.
- Conservar el paralelismo entre los ejes y la perpendicularidad del bastidor.
- Proporcionar una estabilidad adecuada al eje de balanceo.
- Soportar la carga del vehículo.



# CAPÍTULO 3

## BASES TEÓRICAS

## 3. Bases teóricas

### 3.1. Antecedentes

Al ser el primer vehículo que va a diseñar la universidad no se dispone de un modelo anterior para poder trabajar.

Desde el punto de vista de la suspensión, este proyecto es el primer diseño de un sistema de suspensión realizado por el equipo Fórmula Uc3m.

Para poder realizar el diseño el equipo marca una serie de pautas, como son la masa del vehículo, la distancia entre eje y el ancho de vía. Otras pautas que se deben cumplir son las establecidas por la normativa de la competición de Fórmula SAE.

También se trabajará con los diseños de otros miembros del equipo, de partes importantes para la suspensión como son el chasis del vehículo y la mangueta del sistema de dirección que ayudará a determinar el tipo de suspensión necesario para poder trabajar.

### 3.2. Normativa

A continuación se presentan los artículos del reglamento de la Formula SAE que resultan de interés, de una manera u otra, para la realización de este estudio. En ellos se puede ver qué tipo de coche se quiere construir, lo que condicionará en mayor o menor medida las decisiones a tomar en el diseño, y las soluciones técnicas empleadas. [1]

#### 1.2 – Objetivos de diseño del vehículo

Para el propósito de esta competición, los estudiantes deben asumir que una empresa les ha contratado para diseñar, fabricar y hacer una demostración de un prototipo de coche para su evaluación como objeto de producción. El mercado objetivo es el corredor de fin de semana en autocross, no profesional. Por lo tanto, el coche debe tener muy altas prestaciones en términos de su capacidad de aceleración, frenado y manejo. El coche debe ser de coste bajo, fácil de mantener, y fiable. Además, la comerciabilidad será aumentada por otros factores tales como estética, confort y uso de partes comunes. La empresa planea producir cuatro coches por día en una tirada de producción limitada y el vehículo prototipo debería tener un coste real por debajo de \$25.000. El desafío para el equipo de diseño es desarrollar un prototipo que cumpla lo mejor posible con estas metas y propósitos. Cada diseño será juzgado y comparado con otros diseños competidores para determinar el mejor coche en términos absolutos.

#### 3.1.2 – Distancia entre ejes y configuración del vehículo

El coche debe tener una distancia entre ejes de por lo menos 1525 mm, medida entre el centro del área de contacto con el suelo de las ruedas delanteras y el de las traseras. Las ruedas deben estar derechas, es decir, sin girar. El vehículo debe tener cuatro ruedas que no estén en línea recta.

### 3.1.3 – Ancho de vías del vehículo

La vía más pequeña del vehículo (delantera o trasera), debe ser no inferior al 75% de la vía mayor.

### 3.2.1 – Despeje del suelo

El despeje del suelo debe ser suficiente para evitar que cualquier otra parte del coche, aparte de los neumáticos, toque el suelo durante los eventos en pista.

#### 3.2.2.1 – Llantas

Las llantas del coche deben tener un diámetro mínimo de 203,2 mm (8,0 in). Si la llanta tiene una sola tuerca de sujeción, debe incorporar un sistema para retener la llanta y la tuerca, en caso de que esta última se suelte.

#### 3.2.2.2 – Neumáticos

Los vehículos podrán tener dos tipos de neumáticos:

- Neumáticos de seco – Los neumáticos en el vehículo cuando éste sea presentado para inspección técnica están definidos como sus neumáticos “de seco”. Los neumáticos de seco pueden ser de cualquier tamaño y tipo. Pueden ser lisos (“slicks”) o con dibujo.
- Neumáticos de lluvia – Los neumáticos de lluvia podrán ser de cualquier tamaño y tipo de dibujo o estriado, siempre que:
  - El patrón del dibujo o las ranuras hayan sido moldeadas por el fabricante del neumático, o hayan sido cortados por el fabricante del neumático o su agente autorizado. Cualquier ranura que se les haya practicado a los neumáticos debe tener prueba documentada de que fue hecha en concordancia con estas reglas.
  - Haya una profundidad mínima de ranura de 2,4 mm (3/32 in).

Nota: El corte a mano, rasurado o modificación de los neumáticos por parte de los equipos está expresamente prohibido.

Dentro de cada juego de neumáticos, el compuesto o tamaño del neumático, o el tipo o tamaño de la llanta no podrán ser cambiados una vez que la evaluación estática haya comenzado. No se permiten calentadores de neumáticos. No podrán ser aplicados mejoradores de tracción a los neumáticos una vez que la evaluación estática haya comenzado.

### 3.2.3 – Suspensión

El coche debe estar equipado con un sistema de suspensión totalmente operativo con amortiguadores, delante y detrás, con un recorrido de rueda usable de al menos 50,8 mm (2 in), 25,4 mm (1 in) en compresión y 25,4 mm (1 in) en extensión, con el conductor a bordo. Los jueces se reservan el derecho a descalificar coches que no representen un intento serio de un sistema de suspensión operacional, o que demuestren un manejo inapropiado para un circuito de autocross.



Todos los puntos de anclaje de la suspensión deben ser visibles en la Inspección Técnica, ya sea a simple vista o removiendo alguna cubierta.

### 3.2.4 – Dirección

- El sistema de dirección debe afectar por lo menos a dos ruedas.
- El sistema de dirección debe tener topes que eviten que los anclajes en dicho sistema se bloqueen.
- Los topes pueden estar en un soporte vertical o en la cremallera y deben evitar que los neumáticos contacten con miembros de la suspensión, la carrocería o el bastidor durante los eventos en pista.
- El juego máximo permitido es de 7º en total, medido en el volante.
- Se permite dirección trasera sólo si impide mecánicamente un ángulo de giro en las ruedas traseras mayor de  $\pm 3^\circ$  desde la posición recta.
- La dirección debe estar mecánicamente conectada a las ruedas delanteras, esto es, “steer-by-wire” en las ruedas delanteras está prohibido.

### 3.4.8 – Estabilidad frente a vuelco

Las vías y el centro de gravedad deben combinarse para aportar una adecuada estabilidad antivuelco.

#### 3.4.8.1 – Prueba de plataforma inclinada

La estabilidad frente al vuelco se verificará mediante una prueba de apto/no apto. El vehículo no debe volcar cuando esté inclinado 60º respecto de la horizontal en cualquier dirección, correspondiente a 1,7 g. La prueba se efectuará con el conductor más alto en posición normal de conducción.

### 5.4.2 – Procedimiento en el evento de aceleración

Los coches acelerarán desde parado a lo largo de una distancia de 75 m (82 yardas) sobre una superficie plana. El extremo delantero del coche estará situado a 0,30 m (11,8 in) detrás de la línea de partida. Una bandera verde será usada para indicar la aprobación para empezar, sin embargo, el tiempo comienza sólo después de que el vehículo cruce la línea de partida. No habrá ningún orden en particular para los coches en cada manga. Un conductor tiene la opción de hacer una segunda manga inmediatamente después de la primera.

### 5.4.4 – Tracción de los neumáticos – Limitaciones

No podrán ser añadidos a los neumáticos o a la superficie de la pista agentes especiales para incrementar la tracción, y los “burnouts” no están permitidos.

### 5.5.4 – Disposición de la pista deslizante

Habrán dos círculos de 15,25 m (50,03 pies) de diámetro dispuestos en forma de ocho, cuyos centros distarán entre sí 18,25 m (59,88 pies), y un sendero de conducción de 3 m (9,84 pies) de ancho será marcado con pilones y una línea de tiza justo en el exterior de los pilones. La línea de salida/llegada está definida por los centros de los dos círculos. Una vuelta se define

como atravesar la línea de salida/llegada, dar la vuelta alrededor de uno de los dos círculos y volver a atravesar la línea de salida/llegada.

#### **5.5.5 – Disposición de la pista deslizante – Pilonos**

Dieciséis pilones serán situados alrededor del interior de cada círculo y dieciséis alrededor del exterior de cada círculo. Pilonos adicionales establecerán los accesos de entrada y salida requeridos. También, un cono será colocado en el medio del acceso de salida para evitar que se pase a través de ese acceso hasta la vuelta final.

#### **5.5.5 – Procedimiento en el evento de pista deslizante**

Los coches entrarán perpendiculares a la figura en ocho y darán una vuelta completa alrededor del círculo derecho para establecer el giro. La siguiente vuelta será en el círculo de la derecha y se medirá el tiempo empleado. Inmediatamente a continuación de la segunda vuelta, el coche entrará el círculo de la izquierda para la tercera vuelta. La cuarta vuelta será en el círculo de la derecha y se medirá el tiempo empleado. Inmediatamente al finalizar la cuarta vuelta, el coche saldrá de la pista. El coche saldrá en la intersección moviéndose en la misma dirección que en la que entró. Un conductor tiene la opción de realizar una segunda manga inmediatamente después de la segunda.

#### **5.6.2 – Procedimiento en el autocross**

Habrà dos mangas de autocross, cada una con un conductor diferente. El coche será situado tal que sus ruedas delanteras estén a 6 m (19,7 pies) detrás de la línea de partida. El contador de tiempo comienza sólo después de que el coche cruce la línea de partida. No habrá ningún orden particular para los coches para correr cada manga, pero un conductor tiene la opción de correr una manga inmediatamente después de la primera. Se darán dos vueltas cronometradas (mientras el tiempo disponible y las condiciones meteorológicas lo permitan) para cada conductor y el mejor tiempo de vuelta permanecerá como el tiempo de esa manga. El organizador determinará los márgenes para cada manga y retiene el derecho de hacer ajustes por demoras de carácter técnico o meteorológico. Los coches que no hayan corrido al final de una manga serán descalificados para esa manga.

#### **5.6.3 – Especificaciones y velocidades en el circuito de autocross**

Las siguientes especificaciones sugerirán las velocidades máximas que serán encontradas en el circuito. La velocidad media debería estar entre 40 km/h (25 mph) y 48 km/h (30 mph).

Las rectas no superarán los 60 m (200 pies) si tiene curvas cerradas en ambos extremos, o los 45 m (150 pies) con curvas amplias en los extremos.

Las curvas amplias tendrán un diámetro de 23 m (75 pies) a 45 m (148 pies).

Las curvas cerradas tendrán un mínimo de 9 m (29,5 pies) de diámetro exterior.

Habrà slaloms, compuestos de conos en una línea recta y con una separación de entre 7,62 m (25 pies) y 12,19 m (40 pies).

Podrá haber también chicanes, curvas múltiples, curvas de radio decreciente, etc.

La anchura mínima de la pista será 3,5 m (11,5 pies).

La longitud aproximada de una vuelta será 0,805 km (1/2 milla) y el conductor podrá hacer un número determinado de mangas.

#### **5.7.4 – Especificaciones y velocidades en el circuito de resistencia**

Las velocidades de carrera pueden ser estimadas a partir de las siguientes especificaciones de trazado. La velocidad media debería estar entre 48 km/h (29,8 mph) y 57 km/h (35,4 mph), con velocidades máximas aproximadas de 105 km/h (65,2 mph).

Las rectas no superarán los 77,0 m con curvas cerradas en ambos extremos, o los 61,0 m con curvas abiertas en sus extremos. Habrá zonas de adelantamiento en varias zonas.

Las curvas amplias tendrán un diámetro de entre 30,0 m (98,4 pies) y 54,0 m (177,2 pies).

Las curvas cerradas tendrán un diámetro mínimo de 9,0 m (29,5 pies) en el exterior de la curva.

Habrà slaloms, compuestos por conos en una línea recta con una separación de entre 9,0 m (29,5 pies) a 15,0 m (49,2 pies).

Podrá haber también chicanes, curvas múltiples, curvas de radio decreciente, etc. La anchura mínima de la pista será 4,5 m (14,76 pies).

#### **5.7.5 – Procedimiento en la resistencia**

El evento se correrá como una única manga de 22 km (13,66 millas). Los equipos no están autorizados a trabajar en sus vehículos durante la manga. Un cambio de conductor debe ser realizado durante un periodo de tres minutos en el punto medio de la manga.

Está prohibido correr rueda a rueda. Adelantar a otro vehículo sólo será posible en una zona establecida de adelantamiento, o bajo control de un comisario de circuito.

### **3.3. Elementos de la suspensión**

#### **3.3.1. Neumáticos**

El neumático es el único elemento del automóvil que se encuentra en contacto con el suelo, y en esa zona de contacto es donde se producirán todas las fuerzas que controlan o perturban la marcha de un automóvil, con la excepción de las aerodinámicas. Estas fuerzas determinan la manera en que un vehículo es capaz de frenar, acelerar y tomar las curvas. La interacción entre las ruedas y la carretera suministran las fuerzas tractoras, de frenado y de giro para maniobrar el vehículo. Las ruedas también aportan las fuerzas para el control y la estabilidad del vehículo, y para resistir las perturbaciones externas debidas a las irregularidades del terreno.

Los neumáticos son también el primer elemento de la suspensión, encargados de absorber las vibraciones producidas por pequeñas irregularidades en el terreno. Por su elevada importancia

es primordial a la hora de diseñar un sistema de suspensión seleccionar adecuadamente el tipo de neumático. [3]

En la figura 5 se muestra la estructura de los neumáticos.

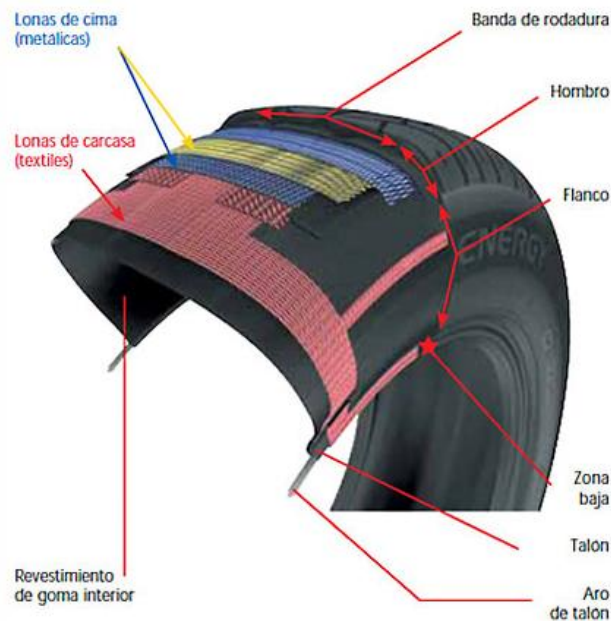


Figura 5. Estructura del neumático

### 3.3.1.1. Tipos de neumáticos

#### Diagonal

Se disponen varias capas textiles de forma oblicua, de asiento a asiento (entendiendo como asiento la zona de contacto del neumático con la llanta), en direcciones alternas. El número de capas depende del tamaño del neumático y de la carga que tiene que soportar.

El rozamiento entre las capas que hay entre goma y goma, al moverse estas, hace que la goma se caliente, lo que con el tiempo perjudica al neumático y reduce su vida útil.

#### Radial

Consiste en una carcasa formada por arcos textiles que van de un asiento al otro, de forma perpendicular a la dirección en la que rueda el neumático.

En la parte superior, se dispone un cinturón hecho de varias capas reforzadas con hilo metálico, dispuestas una encima de la otra en ángulos diferentes según el tipo de neumático. El grueso de la banda de rodadura y de las paredes laterales es diferente, de forma que el trabajo de cada zona es más especializado. Esto hace que los laterales sean más flexibles, manteniendo la banda de rodadura inextensible.

### 3.3.2. Elementos elásticos (resortes)

Los resortes son vínculos flexibles que permiten un movimiento relativo vertical entre el chasis y las ruedas. El resorte es el elemento de la suspensión que tiene suspendida sobre él toda la masa del coche “masa suspendida”. Su misión es absorber la energía que se produce cuando la rueda se desplaza verticalmente y devuelve la rueda a su posición original.

Generalmente según el enfoque deseado, puede configurarse su rigidez y recorrido para un mejor control de la rueda y la carrocería, puesto que también ayudan a controlar el balanceo.

#### 3.3.2.1. Tipos de elementos elásticos

##### Resortes de Ballesta

La ballesta es un conjunto elástico realizado con láminas de acero (hojas) de la misma composición que el empleado para los muelles helicoidales en otros sistemas de suspensión, es decir, aleado con silicio y manganeso. Esta composición más su especial forjado y temple permiten a estas láminas doblarse bajo la acción de una fuerza, retornando a su posición inicial tras el cese de la misma.



Figura 6. Resorte de ballesta

La rigidez de las ballestas es lineal en relación al desplazamiento de la rueda, por lo que tienen una constante de rigidez.

El movimiento de flexión hace, que se produzca fricción entre las hojas, lo que disipa energía y permite un cierto grado de amortiguamiento. Sin embargo, dicha fricción puede conducir al desgaste y oxidación de las láminas, que va provocando cada vez más fricción y más amortiguamiento. Desde el punto de vista de uso del espacio, las ballestas no son muy eficientes, puesto que, aunque por sí mismas no ocupan mucho volumen, sí requieren mucho espacio para los movimientos que provoca el recorrido de la rueda. Sin embargo, quizá sea el elemento elástico mejor capacitado para servir como miembro de control en la geometría de la suspensión. Otro punto que no favorece a las ballestas es su alto peso.

La tendencia actual en las ballestas es a tener menos hojas y menos curvas, llegando a tener sólo una con los nuevos materiales compuestos, que pueden reducir en gran medida el problema del peso, y también el de la fricción entre hojas, aunque con problemas constructivos y de tensiones, además de un alto coste.

## Barras de torsión

Las barras de torsión basan su funcionamiento en la capacidad de algunos materiales para retornar a su estado natural después de haber sufrido un cambio en su forma al aplicarse una fuerza o momento sobre ellos siempre y cuando no se supere el límite de fluencia de los mismos. La gran mayoría son barras de acero elástico sujetadas por sus extremos directamente o por enlaces a algún miembro móvil del sistema de suspensión.

Las principales ventajas de una suspensión de barra de torsión son la durabilidad, el fácil ajuste de la altura de la carrocería. Una desventaja es que las barras de torsión, a diferencia de los muelles en espiral, por lo general no pueden proporcionar una tasa de resorte progresivo.

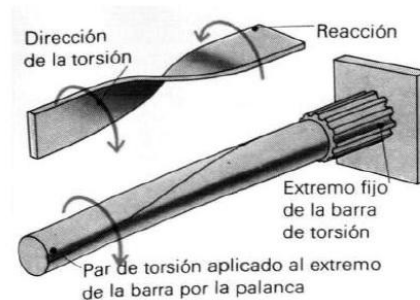


Figura 7. Barra de torsión

## Resortes helicoidales

Un resorte helicoidal, también conocido como muelle helicoidal, es un dispositivo mecánico, hecho de acero, que gracias a su elasticidad tienen por finalidad absorber las irregularidades que se presenta en la marcha. Son en la actualidad el tipo de muelle más utilizado, puede almacenar gran cantidad de energía por unidad de volumen de material y posee además un mínimo de rozamiento interno.

Estos, están elaborados mediante un hilo metálico normalmente circular o elíptico, enrollados en caliente o frío sobre un cilindro. En los lineales, el diámetro del hilo se conserva constante en todas las espiras del muelle, a diferencia que en los variables, el diámetro del hilo varía de unas espiras a otras.

Los resortes helicoidales soportan el peso del vehículo y absorben el impacto de la condición de las carreteras; aumentan la vida del amortiguador y otros componentes de la suspensión, incluyendo los neumáticos.

Su rigidez tiene un carácter lineal, proporcional a la deflexión longitudinal del muelle, por lo que posee una constante de rigidez, que depende del número de espiras, de su diámetro, del diámetro del hilo y del material en que está fabricado. En la figura 8 se pueden ver sus principales características.

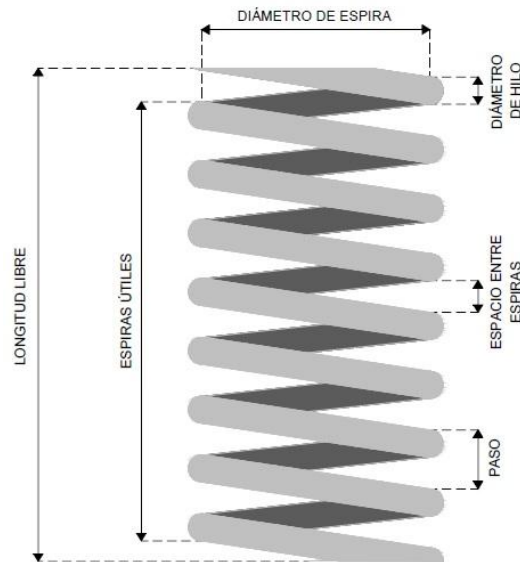


Figura 8. Resorte helicoidal

### 3.3.3. Amortiguadores

Cuando un muelle se comprime almacena energía que libera después extendiéndose con fuerza más de su longitud normal bajo la carga correspondiente al vehículo. La misión del amortiguador es disipar esta energía para que el coche no oscile, y provocar un mayor control y confort de la masa suspendida. Para coches de competición es más importante controlar que las ruedas mantengan el mayor contacto con el suelo para garantizar una mayor tracción.

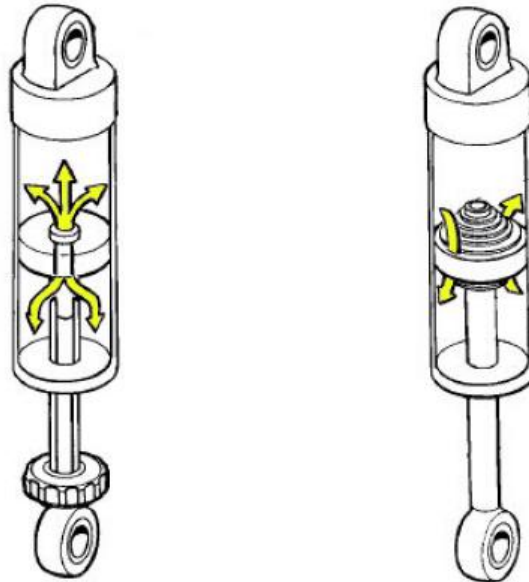
Los amortiguadores de competición son regulables tanto en su resistencia a la compresión como a la extensión.

Actualmente y desde hace unos cuantos años se ha impuesto en la industria el uso de los amortiguadores hidráulicos. Hay que tener en cuenta que han existido muchos tipos de amortiguadores hidráulicos, como los giratorios o los de pistón, pero hoy en día, los más habituales y los que se incorporarán en el vehículo de este proyecto son los amortiguadores telescópicos, como el mostrado en la figura 9.



Figura 9. Amortiguador telescópico

Básicamente, los amortiguadores hidráulicos telescópicos constan de un pistón que trabaja dentro de un cilindro en el que hay aceite. Sobre el pistón existen una serie de orificios y unas válvulas precomprimidas que permiten el paso de aceite de una parte a la otra del pistón cuando la presión supera un valor dado. Los orificios representan el paso permanente y las válvulas el paso de apertura por presión. Esquemáticamente se pueden observar los dos fenómenos en la figura 10. [3]



*Figura 10. Funcionamiento del amortiguador telescópico.*

La imagen de la izquierda muestra el flujo de aceite a través del paso permanente y la imagen de la derecha el flujo de aceite a través de las válvulas de apertura por presión

Cuando la velocidad entre ambos extremos del amortiguador es baja, las válvulas de apertura por presión permanecen cerradas y el aceite pasa a través de los orificios del paso permanente. Una vez la presión del aceite alcanza el tarado de las válvulas de presión, éstas empiezan a abrirse y dejan pasar el aceite.

Lo normal es que las válvulas de extensión y compresión sean diferentes, lo que posibilita que el esfuerzo en compresión sea menor para una misma velocidad. En los vehículos de carretera, interesa utilizar una característica de amortiguamiento más blanda en compresión, esto se hace para evitar la transmisión a través del amortiguador de grandes fuerzas compresivas que se generarían en el camino cuando la rueda se encuentra con un obstáculo. [5]

### **Amortiguador bitubo**

Son los más comunes en la actualidad. A su vez los hay de dos tipos. No presurizados (aceite) y presurizados (con aceite y gas). Constan de dos cámaras: una llamada interior y la otra reserva. Hay válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, llamadas válvulas de pie. [3]



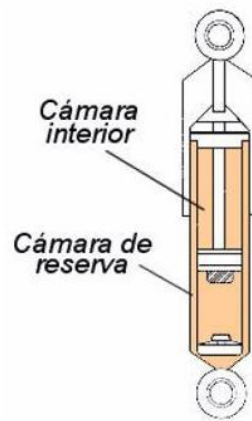


Figura 11. Esquema simplificado amortiguador bitubo

El funcionamiento de ambos tipos es similar. En la figura 12 se aprecian los componentes principales de ambos sistemas, los cuales son:

- Tubo y cámara exterior o de reserva (6)
- Tubo y cámara interior o cilindro (5)
- Pistón (2) acoplado al vástago (1)
- Válvula de pie (7)
- Guía del vástago (3)
- Acoplamientos superior e inferior

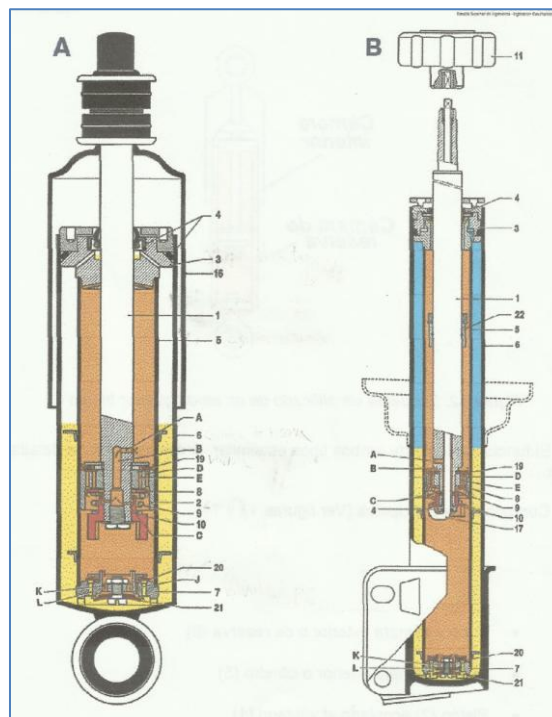


Figura 12. Esquema completo de una amortiguador bitubo, "A" no presurizado, "B" presurizado.

## Amortiguador monotubo

De aparición más tardía que los bitubo, su uso está cada vez más extendido, sobre todo en vehículos con altas prestaciones y en competición. Constan de dos cámaras principales. Una contiene el aceite y la otra el gas a presión (normalmente nitrógeno) que están separadas por un pistón flotante. Solamente hay válvulas en el pistón.

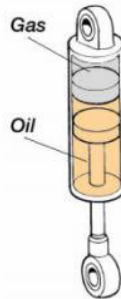


Figura 13. Esquema simplificado amortiguador monotubo

A la hora de describir su funcionamiento será mejor observar la figura 14, en la que se pueden distinguir sus componentes principales.

- Tubo de presión (5)
- Pistón (2) acoplado al vástago (1)
- Pistón flotante, también llamado pistón separador (15)
- Guía del vástago (3)
- Acoplamientos superior e inferior

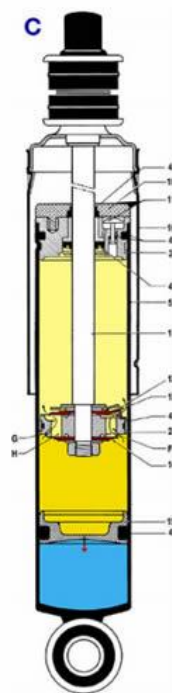


Figura 14. Esquema completo amortiguador monotubo

Existen además otros tipos de sistemas de suspensión que no se basan en la clásica disposición muelle helicoidal-amortiguador telescópico, además de existir gran variedad de sistemas optimizados con ayudas electrónicas y de suspensión inteligente o activa, pero debido a su particularidad y escasa presencia en el mundo de la competición no entraremos en su estudio.

### 3.3.4. Barras antibalanceo

Las barra antibalanceo o estabilizadora, es una barra metálica, que trabajando a torsión, unida por el centro a la masa suspendida y vinculada por sus extremos a la suspensión de ambos lados del coche, de un mismo eje, se oponen al balanceo del automóvil. Su acción se lleva a cabo exclusivamente cuando existe una diferencia de recorrido en una rueda respecto de la otra, o cuando hay un ángulo de inclinación lateral en la masa suspendida.

La resistencia que la barra opone a su balanceo depende de su diámetro, de su largo y del brazo de palanca de la manivela a través de la cual se vincula la suspensión. La resistencia es inversamente proporcional al brazo de palanca. Actuando sobre el largo de este brazo se efectúa el reglaje de las barras. [6]

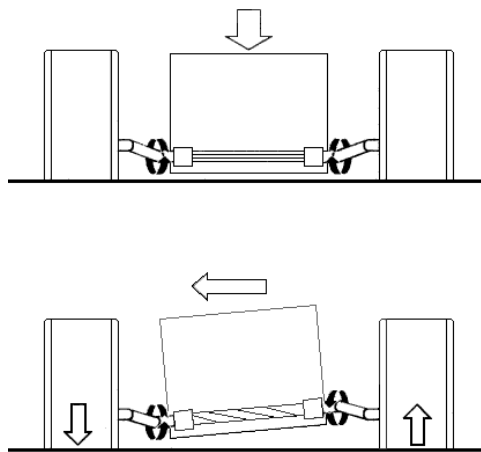


Figura 15. Efecto de la barra estabilizadora

Los muelles también resisten parte del par de balanceo, pero en los coches de carreras se prefiere utilizar muelles relativamente blandos, dejando el control del balanceo a las barras. Las barras se montan sobre soportes que le permiten girar en su interior, estos apoyos deben ir bien sujetos al chasis ya que a través de ellos, las barras ejercen las fuerzas que se oponen al balanceo.

Un detalle importante a la hora del diseño de las barras, es que los elementos que vinculan las barras a la suspensión no deben tocar con ninguno de los elementos de ésta durante todo el recorrido de la misma. Si se produjera contacto se produciría una resistencia infinita que haría desaparecer toda adherencia en el eje.

También se tiene que tener en cuenta que, por efecto de los ángulos de trabajo de los brazos y de la barra, al comprimirse la suspensión la resistencia al balanceo puede disminuir o desaparecer.

El efecto de torsión que se produce en una curva en la transferencia de peso de la rueda interior hacia la exterior, produce una mayor adherencia en esa rueda siempre y cuando esté en buenas condiciones para aguantar la sobrecarga. A la vez de limitar su balanceo produce una mayor adherencia.

Si sobrepasamos el límite de adherencia, lo que provocaremos será una disminución de la fuerza lateral que hará que el vehículo tienda a deslizarse ese tren.

### 3.3.4.1. Geometría anti-dive y anti-squat

La geometría de la suspensión sufre variaciones con la transferencia de pesos de delante hacia tras y viceversa, que experimenta el coche en el momento de frenar y acelerar. Para minimizar el aplastamiento de la suspensión delantera (en la frenada) y trasera (en la aceleración) se emplea una disposición de elementos.

#### Geometría anti-squat (anti-levantamiento)

La geometría anti-squat reduce la compresión durante la aceleración, pero solo sirve en coches de tracción trasera.

Como se puede ver en la figura 16, el centro de transferencia (CT) de delante hacia atrás al acelerar, en una suspensión formada por trapecios superpuestos.

El centro de transferencia es el centro teórico respecto del cual gira el tren trasero en su movimiento de delante atrás en un momento de aceleración o de fuerte apoyo, normalmente a la salida de una curva. La distancia entre el CG y el punto A nos define la magnitud de su efecto, y se suele medir en porcentaje de altura total de aquél. Si por ejemplo el punto A se encuentra al 20% de la altura de CG, este será el porcentaje de efecto anti-squat.

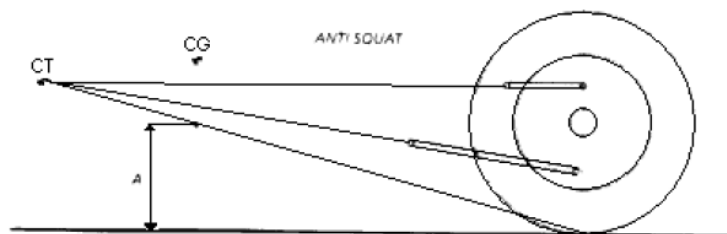


Figura 16. Geometría anti-squat

#### Geometría anti-dive (anti-hundimiento)

La geometría anti-dive reduce la deflexión de compresión durante la frenada en el eje delantero.

De la misma forma que en el apartado anterior se observa en la figura 17 su disposición. En la geometría anti-dive también se mide en porcentaje de la altura del CT respecto al CG, no siendo usual un valor mayor del 30%.

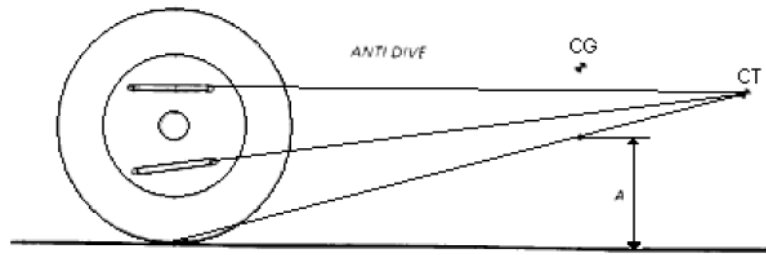


Figura 17. Geometría anti-dive

### 3.4. Tipos de suspensión

A lo largo de los años en la industria del automóvil se han utilizado diferentes tipos de sistema de suspensión, en cuanto a la disposición y geometría de los distintos elementos que componen una suspensión de un automóvil.

Se diferenciarán entre dos tipos fundamentales de sistema de suspensión: sistema dependiente, también llamado de eje rígido, y sistema independiente. La diferencia conceptual principal entre ellos es que, en los primeros, el movimiento de una rueda afecta al de la otra, por estar ambas conectadas entre sí rígidamente, cosa que no sucede en el segundo tipo, no depende una rueda de la otra. [5]

#### 3.4.1. Sistema dependiente o Eje rígido (beam axle)

En una suspensión de eje rígido, también conocida como sistema dependiente, las ruedas están montadas en cada extremo de una barra rígida, de modo que los golpes y desniveles del terreno que sufre una rueda lo recibe igual la otra rueda. En suelo horizontal mantiene las caídas, puesto que sólo tiene un movimiento en el plano vertical, por lo que no hay variaciones de convergencia ni de ángulo de caída, en resumen la inclinación de las ruedas no se ve afectada por el balanceo, lo que conlleva que las ruedas se mantengan totalmente alineadas y se minimice el desgaste de los neumáticos.

Su mayor ventaja es su robustez, por ese motivo este sistema de suspensión es empleado en todoterrenos o en el eje trasero de camiones, vehículos de gran capacidad de carga.

Su gran desventaja reside en el excesivo peso de masa no suspendida, en este tipo de eje el centro de balanceo tiende a ser excesivamente alto y lo que es aun peor su banda de regulación es muy estrecha.

#### Suspensión Hotchkiss

Es el sistema más habitual que se suele montar en las suspensiones de eje rígido. El eje fijo está montado por medio de un muelle de ballesta y es impulsado por medio de un eje de transmisión con una junta universal. Los muelles montados longitudinalmente, conectan el chasis por sus extremos el eje unido por su punto medio y para amortiguar las oscilaciones va acompañado por un par de amortiguadores hidráulicos telescópicos.

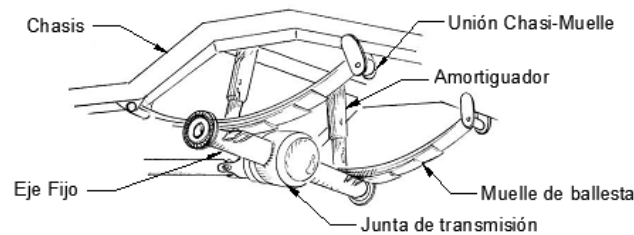


Figura 18. Sistema Hotchkiss

Este sistema de suspensión dejó de utilizarse en vehículos de pasajeros debido a su falta de confortabilidad en el recorrido del vehículo.

### Suspensión Fourlink

Como mejora de la suspensión con muelle de ballesta, apareció la suspensión Fourlink concebida para grandes coches de pasajeros con eje trasero motriz.

Consta de unos muelles helicoidales que van unidos con el eje de tracción y el chasis, y unos amortiguadores que pueden ir integrados en los resortes. Para controlar el eje se le incluyen cuatro brazos, dos superiores y dos inferiores, repartidos en parejas por cada rueda.

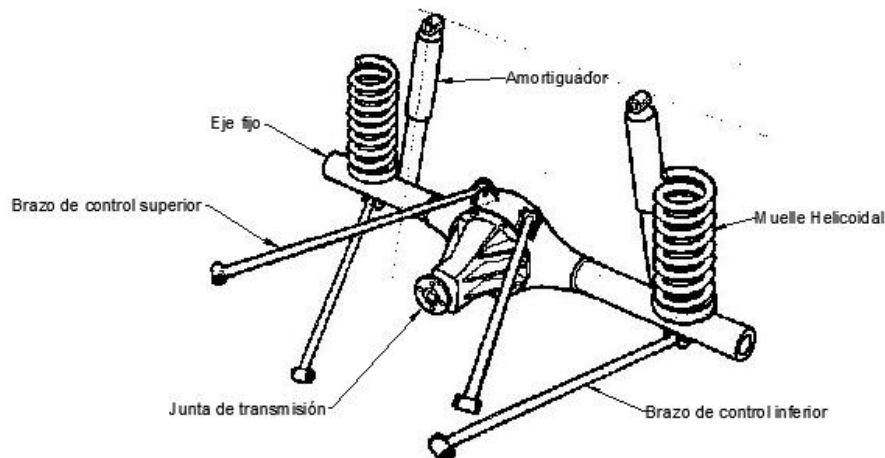


Figura 19. Suspensión Fourlink

Aunque es un sistema más caro que el de ballesta, otorga un mejor control de la localización del centro de balanceo y un mejor comportamiento anti-dive y anti-squat. También al usar resortes helicoidales proporciona una mayor comodidad al pasajero y una mejor conducción.

### Suspensión de Dion

Consta de un tubo telescópico o tubo de Dion que une las dos ruedas motrices y el diferencial montado sobre el chasis y unido a las ruedas por dos semiejes. La guía lateral del eje trasero se realiza por medio de brazos transversales (barras Watt) que engrana en una palanca intermedia y mantiene las ruedas perpendiculares a la carretera.

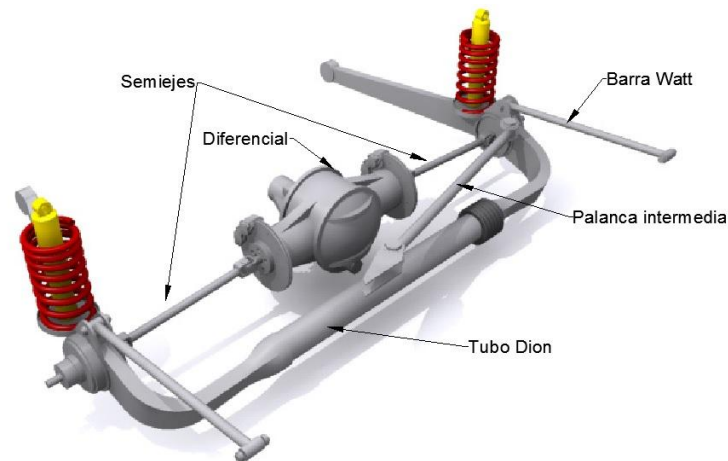


Figura 20. Suspensión de Dion

Como suspensión de eje rígido mantiene las ruedas bien alineadas, mientras que al tener el diferencial separado del eje rígido reduce la masa suspendida. La necesidad de disponer de un tubo deslizante puede añadir fricción al sistema además de aumentar la complejidad de montaje y el coste.

### 3.4.2. Sistema independiente

En contraste con las de eje rígido, las suspensiones independientes permiten a cada rueda moverse verticalmente sin afectar a la rueda opuesta. Casi todos los coches de pasajeros y camiones ligeros usan este sistema, por las ventajas de espacio para la ubicación del motor y por disponer de una mejor resistencia a las vibraciones de la dirección. Además proporciona una mayor rigidez al balanceo y movimientos de zigzag.

Este tipo de suspensiones tienen la desventaja de que el balanceo afecta directamente al ángulo de caída de las ruedas, provocando una pérdida de contacto entre el neumático y el asfalto, para solventar este problema de agarre será fundamental instalar sistema auxiliares de resistencia al balanceo como son las barras anti-balanceo.

#### Brazo oscilante (swing axle)

Este sistema de suspensión independiente es el más sencillo de todos, consiste en unir mediante una barra o semieje una rueda con el diferencial o el chasis. Estas barras pivotarán sobre la junta del diferencial. Es conveniente a la hora de diseñar estas barras que su longitud sea lo más cercana al punto medio del eje, para poder minimizar el mayor problema de este sistema de suspensión, el ángulo de caída de las ruedas como se puede apreciar en la figura 21. También debido a su alto centro de balanceo, produce variaciones de inclinación en la carrocería que dificultan su comportamiento dinámico.

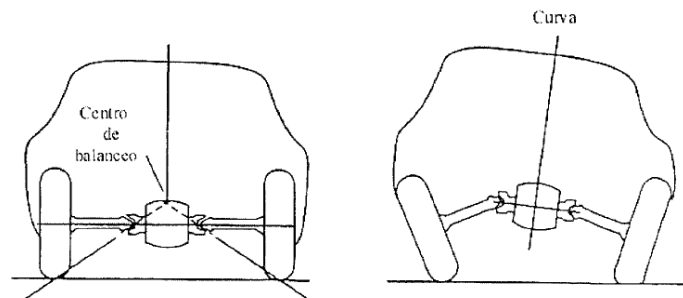


Figura 21. Suspensión de eje oscilante

Sus únicas ventajas son una gran simplicidad de montaje y bajo coste.

### Brazos tirados (trailing arms)

Consiste en conectar cada rueda al chasis mediante un brazo, o dos brazos paralelos, que a su vez corren de forma paralela al eje longitudinal del vehículo. Dichos brazos pivotan sobre su punto de articulación con el chasis, con un eje de pivotamiento perpendicular al eje longitudinal del vehículo, por lo que el plano en el que los brazos se mueven es paralelo al plano de la rueda.

Debido a su ubicación longitudinal, los brazos controlan el cabeceo, y también absorben fuerzas de frenado y aceleración, lo cual les impone grandes exigencias de resistencia estructural.

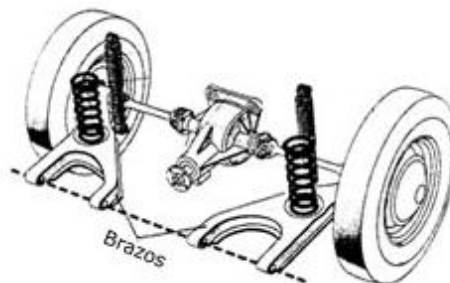


Figura 22. Brazos tirados

### Brazos semi-tirados

Consiste en una configuración de brazos tirados, pero con la articulación con el chasis desplazada hacia dentro del vehículo. Este brazo a diferencia de la configuración anterior que oscilaba en un plano paralelo al eje longitudinal del coche, oscila en un eje que forma una V, como podemos ver en la figura 23, este ángulo suele estar entre  $18^\circ$  y  $25^\circ$  en cada rueda. Estas modificaciones, consiguen mantener el ángulo de las ruedas entre si y reducir el cambio de caída.



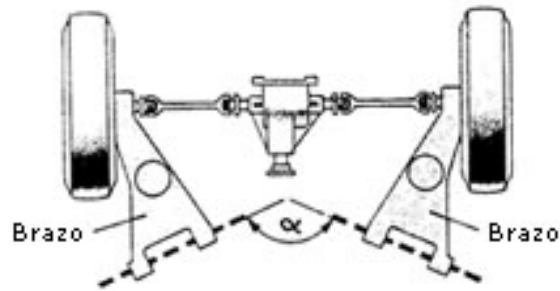


Figura 23. Brazos semi-tirados

### McPherson

Es la más difundida actualmente en tren delantero de los turismos y algunas marcas la emplean también en el eje trasero.

Está constituida por un brazo transversal inferior (o dos formando un triángulo con el chasis) y un grupo muelle amortiguador concéntrico que en su parte inferior se vincula rígidamente al portacubo o porta punta de ejes.

El control de la variación de caídas de este esquema depende del ángulo que con la vertical tiene el grupo muelle amortiguador y el largo y posicionamiento del brazo inferior. En la actualidad debido al uso extendido este sistema de suspensión está bastante desarrollado y no ofrece problemas geométricos.

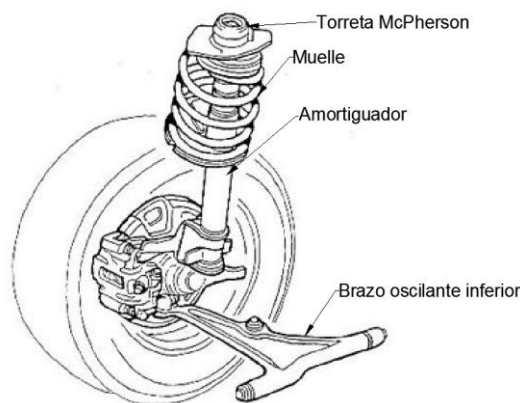
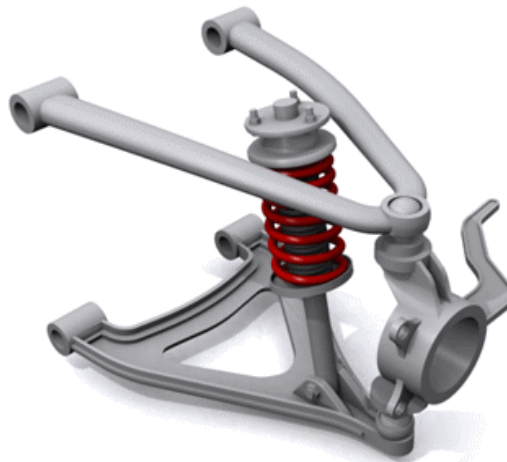


Figura 24. Suspensión tipo McPherson

### Dobles triángulos superpuestos

La suspensión de dobles triángulos (llamada en inglés “double A-arm”, o “double wishbone”) es el sistema más utilizado en los coches de competición, por su gran flexibilidad de diseño, que permite adaptarla para cumplir casi cualquier requisito con gran eficacia y menor compromiso que cualquiera de los otros sistemas mencionados anteriormente, aunque no es posible optimizar todos sus parámetros a la vez.

Consta, básicamente, de dos brazos transversales en forma triangular o de “V”, que se disponen uno sobre otro, articulándose ambos tanto con el chasis como con la rueda. La figura 25 muestra un ejemplo esquemático de este tipo de suspensión.



*Figura 25. Suspensión de dobles triángulos superpuestos.*

Dentro de este tipo de sistema, se permiten diferentes tipos de geometría respecto a los brazos de la suspensión, ya que pueden ser paralelos o estar inclinados con el mismo o diferente ángulo, tener la misma o diferentes longitudes tanto desde una vista frontal como en una vista superior. También puede aplicarse casi cualquier valor que se desee para los parámetros de la rueda, merced a tantas opciones de configuración de los elementos.

Respecto a la colocación del conjunto muelle-amortiguador también hay muchas variedades de colocación, ya que puede estar accionado directamente por los brazos de la suspensión en el exterior del chasis o en el interior del chasis accionado por una barra de empuje que acciona un balancín va sujeto al amortiguador. Para este último modelo existen dos geometrías posibles:

- Push-rod: En este sistema de suspensión la barra empujador que acciona el amortiguador, va sujeta al triángulo inferior de la suspensión por lo tanto la barra empujadora trabaja a compresión. La mayor desventaja de este sistema es el pandeo que se produce sobre la barra empujadora.
- Pull-rod: A diferencia del otro sistema, la barra de empuje va sujeta al triángulo superior, trabajando la barra a tracción por ese motivo el amortiguador se puede colocar más abajo, reduciendo así la altura del centro de gravedad del vehículo. Al sufrir menos esfuerzos la barra de empuje se puede colocar una barra de sección más fina. Sus mayores desventajas se deben a su aumento de esfuerzos en el sistema de tracción y su mayor dificultad en el acceso a los elementos de la suspensión.

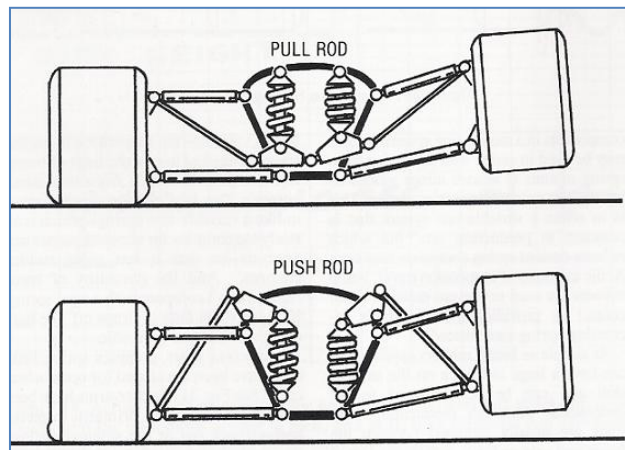


Figura 26. Sistema Pull Rod (arriba) y Push Rod (abajo)

Tal y como se dijo, este sistema permite una gran cantidad de variables para el diseño que permiten conseguir geometrías con excelentes características de funcionamiento, pero precisamente tantas variables con que trabajar le otorgan una gran complejidad de análisis. También es compleja desde el punto de vista mecánico, al requerir más piezas que otros sistemas en especial, una adaptación para los palieres, que les permita cambiar de longitud con el recorrido de la rueda.

Este sistema de suspensión es considerado el mejor en relación resistencia-peso, además de ser el de menor masa no suspendida. En general, es el sistema que permite mejores prestaciones, aunque tiene la desventaja de requerir bastante espacio en dirección transversal.

### **Suspensión multibrazo (multi-link)**

Este tipo de suspensión consta de varios brazos superiores e inferiores, además de otro brazo longitudinal, lo que asegura una gran efectividad. El muelle se encuentra separado del amortiguador. De esta forma se asegura un mejor funcionamiento de todo el esquema de la suspensión multibrazo.

Si se compara este tipo de suspensión con otros, se puede decir que la suspensión multibrazo garantiza una mejor maniobrabilidad y seguridad al volante. Otra de las ventajas es que puede absorber un porcentaje muy alto de ruidos y vibraciones, lo que asegura un mejor confort de marcha.

Sin embargo, también cabe decir que la suspensión multibrazo tiene un coste más elevado que otro tipo de suspensión. Además, se trata de un esquema mucho más complejo, por lo que no lo se puede ver en todos los vehículos.

Por este motivo, este tipo de suspensión suele equiparse en vehículos de altas prestaciones, mientras que otras suspensiones se encuentran en vehículos más sencillos y económicos.

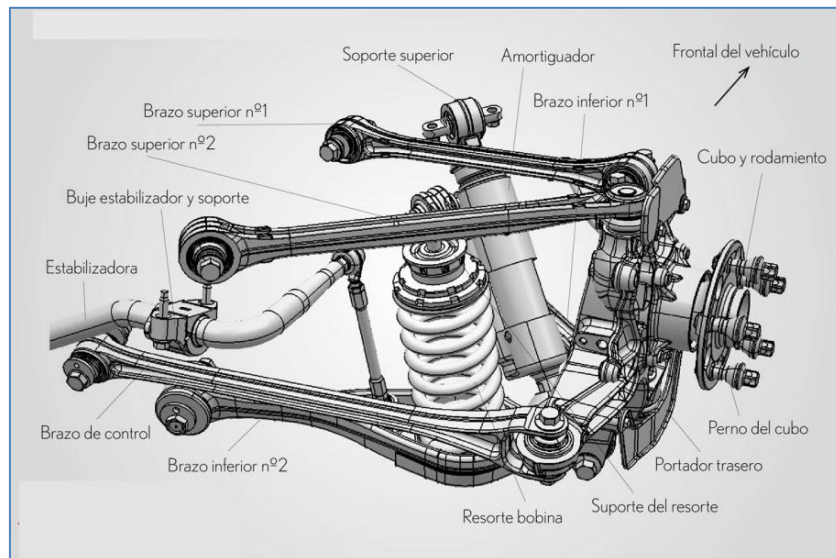


Figura 27. Suspensión multibrazo

### 3.5. Parámetros de la dirección

#### 3.5.1. Ángulo de caída (Camber)

Se define como el ángulo que forma la prolongación del eje de giro de la rueda con el eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda o dicho de otra forma la inclinación de la rueda respecto al plano de la calzada.

Si la rueda está inclinada por su parte superior hacia fuera, la caída es positiva, en el caso en que la inclinación de la parte superior fuera hacia dentro, la caída es negativa.

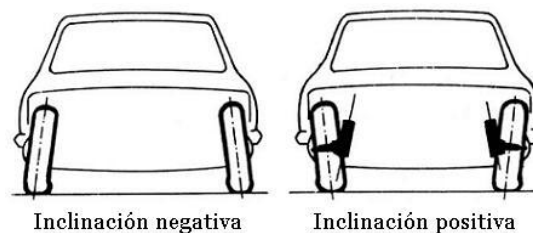


Figura 28. Ángulo de caída

En vehículos de uso normal, priman valores como la duración de los neumáticos o de los rodamientos de las manguetas, por ese motivo el ángulo de caída suele ser nulo o positivo.

El neumático de competición, el de tipo radial necesita por construcción de su carcasa un ángulo de caída negativo de entre 2° y 3° efectivos, para que proporcione mayor adherencia y conseguir el mayor apoyo de la banda proporcionando la mayor fuerza transversal.

Este ángulo de caída se consigue dando al eje de la mangueta una cierta inclinación con respecto a la horizontal. Tiene como objeto desplazar el peso del vehículo que gravita sobre

este eje, hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los rodamientos sobre los que apoya la rueda.

El hecho de variar el ángulo de caída influye sobre el de salida. El aumentar el ángulo de caída hace disminuir el de salida y viceversa.

Una caída excesiva tiene gran importancia en el desgaste de los neumáticos la caída es positiva el borde exterior de los neumáticos se desgasta rápidamente. Una caída negativa produce el mismo efecto sobre el borde inferior.

El ángulo de caída al igual que el de avance, pero de manera distinta dota a la dirección de una tendencia a mantener la línea recta por el denominado efecto cono, de las circunferencias externas e internas respectivas del neumático, ya que giran a distinta velocidad por pertenecer claramente a circunferencias de distinto diámetro, lo cual da lugar a una tendencia a seguir el camino que describiría un cono al rodar sobre una superficie plana.

Como esta tendencia se produce en cada una de sus ruedas directrices, en ellas se producen sendas fuerzas que tienden a abrir las ruedas y dar estabilidad a la dirección.

Por supuesto para que las dos fuerzas sean iguales y el vehículo mantenga la línea recta, es necesario que sea idéntico el ángulo de caída en ambos lados.

### 3.5.2. Ángulo de salida (King pin)

Es el ángulo que forma la prolongación del eje del pivote sobre el que gira la rueda con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda. El que resta entre el de salida y el de caída es el ángulo incluso. Si la rueda tiene además un ángulo de caída, habrá que sumarlo al de salida si es positivo o restarlo si es negativo, para saber el valor exacto de este.

En los automóviles de competición, donde lo primordial no es preservar los rodamientos de un desgaste prematuro, proporcionar un ángulo de salida a la dirección viene condicionado por el comportamiento dinámico del coche, sobretudo en momentos de frenada y aceleración.

Cuando el ángulo de salida es positivo, en el momento de la frenada el par de fuerzas producido en cada neumático por la fuerza de rozamiento y el peso del vehículo, tiende a desestabilizar el coche por tender a abrir la dirección, al contrario de lo que sucede si es negativo.

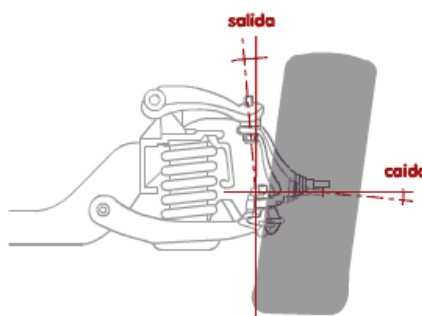


Figura 29. Ángulo de salida

El ángulo de salida negativo, eleva la parte delantera del coche produciendo, cuando se suelta el volante, el retorno de la dirección a la posición de equilibrio. El esfuerzo para mover el volante está condicionado por este ángulo, en función del peso que gravita sobre el tren delantero.

### 3.5.3. Convergencia (toe in) o divergencia (toe out)

Se produce convergencia cuando el plano de la rueda está inclinado hacia delante respecto del eje longitudinal del coche. Es decir, mirando desde el frente, las ruedas se cierran hacia adelante. De manera contraria se llamará divergencia, cuando desde la vista frontal del automóvil las ruedas se abran. Si el plano de la llanta es paralelo al eje longitudinal del coche se tiene convergencia cero.

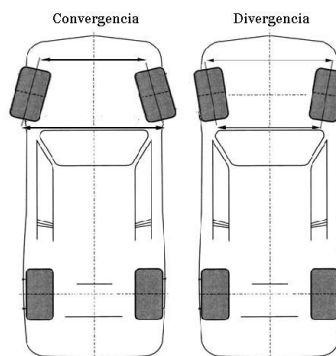


Figura 30. Convergencia y divergencia

El toe puede ser medido en unidades lineales, en la parte delantera de la llanta, o como una desviación angular.

Para calcular la convergencia se utilizan unos dispositivos ópticos, que miden el nivel de convergencia total del par de ruedas de un mismo eje. Estos dispositivos toman unos puntos de las llantas, como se puede observar en la figura 31.

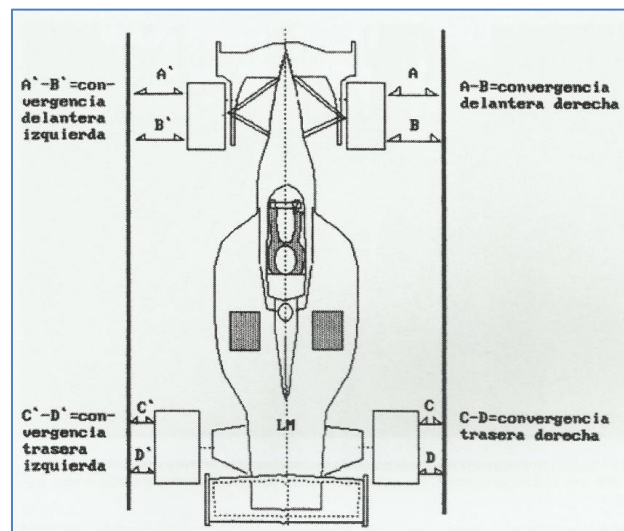


Figura 31. Cálculo de convergencia

### 3.5.4. Ángulo de avance (caster)

Es la inclinación que tiene el eje imaginario que une las rotulas superior e inferior de la mangueta. El propósito del ángulo de avance es proporcionar una cierta estabilidad direccional y una sensibilidad al piloto. El incremento del ángulo de avance hace que la dirección sea más pesada de girar y también que retorne con más fuerza. Un mayor avance introduce una tendencia hacia el cambio de caída negativa. Un avance muy reducido hace inestable y ligera la dirección.

Suele ajustarse variando las longitudes de los brazos de reacción superiores e inferiores de la suspensión. También puede reglarse cambiando de posición arandelas suplementarias que van ancladas de los brazos triangulares de la suspensión.

Hay que tener en cuenta que cada vez que se cambia el avance se cambiará también la caída y el paralelo.

En general, se procurará que el valor del ángulo de avance sea el mínimo necesario para que rozamiento que se produce en line recta no nos reste excesiva velocidad.

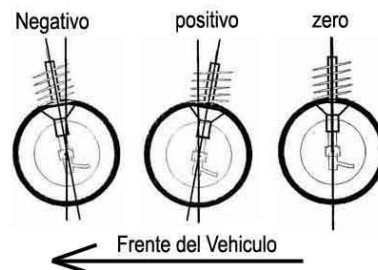


Figura 32. Ángulo de avance

### 3.5.5. Ángulo de deriva

Cuando un vehículo toma una curva a pequeña velocidad, la trayectoria de las ruedas es la marcada por el conductor en el mecanismo de la dirección, pues no intervienen fuerza externas y las pequeñas variaciones de trayectoria debidas a la disposición de la geometría de la dirección quedan absorbidas por la elasticidad de los neumáticos; pero cuando este mismo vehículo toma la curva a mayor velocidad, la trayectoria seguida queda modificada por la acción de fuerzas perturbadoras debidas a la velocidad, empuje del motor, resistencia del avance, etc.

Todo neumático es susceptible de desplazarse sin deslizamiento aparente, en una dirección que forma un determinado ángulo con la perpendicular a su eje de rotación.

Este fenómeno, denominado deriva, es debido a la deformación que sufre la banda de rodadura y los flancos del neumático, cuando se ve solicitado por esfuerzos transversales a la marcha.

Este ángulo de deriva es la diferencia entre aquél al que apunta el plano de la rueda o llanta y el indicado por la dirección o trayectoria real que sigue la banda de contacto con el pavimento.



Esta deformación del neumático se origina cuando se gira la dirección. El plano de la llanta está unido mecánicamente y rígidamente al sistema de dirección y toma el ángulo que este le ordena. Pero la banda de contacto con el suelo tiene una adherencia con el mismo y resiste el movimiento de torsión, provocando una deformación elástica.

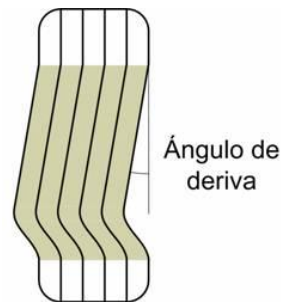


Figura 33. Ángulo de deriva

Es importante señalar que el ángulo de deriva es independiente del ángulo al que se gira la dirección, y que también se genera en los neumáticos traseros. Los neumáticos generan un ángulo de deriva ante cualquier fuerza lateral, como puede ser el viento.

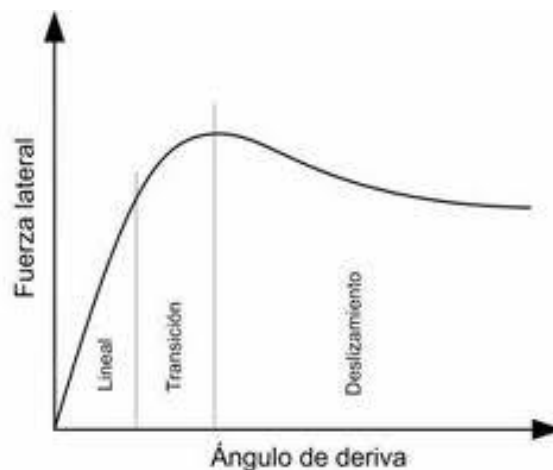


Figura 34. Diferente generación de ángulo de deriva

Cuanto mayor es la rigidez de la construcción del neumático más fuerza se debe aplicar para que se deforme, y por tanto menor deriva tendrá, lo que hará que se mantenga más en la trayectoria impuesta por el sistema de dirección.

### 3.5.6. Centro de balanceo

Para el estudio del sistema de suspensión, de todos los movimientos que se producen en un coche, el balanceo constituye uno de los más importantes, debido a su influencia en el equilibrio del automóvil.

Cuando un coche vira, la fuerza centrífuga que actúa aplicada en el centro de gravedad del coche, provoca una transferencia de pesos que comprime los muelles exteriores del viraje. La masa suspendida tiende entonces a balancear, a inclinarse, girando alrededor de un punto imaginario denominado centro de balanceo.



El estudio del centro de balanceo no tendría sentido en un vehículo carente de sistema de suspensión, que al tomar una curva llegaría a levantar la rueda interior y volcaría.

El centro de balanceo es el punto a través del cual actúan las fuerzas laterales que transmiten los neumáticos al resistir la acción de la fuerza centrífuga. Su situación depende de la geometría de suspensión seleccionada y es fundamental su distancia con el centro de gravedad, para que su inclinación sea de mayor o menor magnitud.

En caso de que sea una suspensión de sistema independiente de brazos transversales no paralelos (doble triángulo), la posición del centro de balanceo estará localizada mirando el coche desde el frente y prolongando los brazos de la suspensión hasta un punto donde se cruzan. Ese punto será el centro virtual de rotación de la suspensión. Después este punto se une con el punto medio de la banda de rodadura del neumático correspondiente a esa suspensión. La intersección de esa recta con el eje medio del coche determina el centro de balanceo.

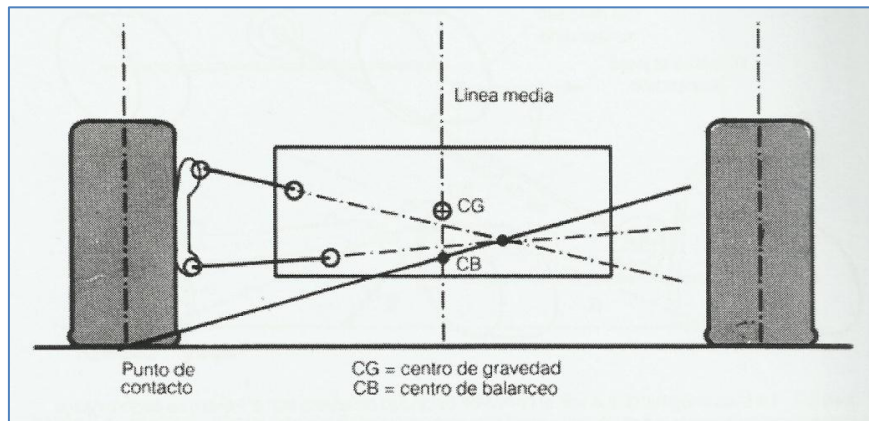


Figura 35. Centro de balanceo

Cuando la suspensión se mueve el centro de balanceo también lo hace de igual forma. La línea que une los dos centros de balanceo (delantero y trasero) del automóvil es lo que se denominará eje de balanceo, sobre este eje es donde actuará el par o momento que provocará que el automóvil se balancee.



# CAPÍTULO 4

## CÁLCULOS Y DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

## 4. Cálculos y diseño del sistema de suspensión

### 4.1. Condiciones a tener en cuenta

A la hora de diseñar el sistema de suspensión de un automóvil se debe tener en cuenta una serie de factores que influenciarán en la determinación de las características del diseño de la suspensión. La mayoría de estos factores se influenciarán entre ellos provocando que el cambio en uno de estos factores modifique los otros, por eso es importante tenerlos en cuenta siempre a la hora de estudiarlos. El problema radica en el amplio rango de valores que existe para estos parámetros, por ese motivo habrá que seleccionar los parámetros dentro del rango óptimo para cumplir los objetivos. Teniendo en cuenta el problema de que todos los parámetros están conectados, es necesario equilibrar los valores para lograr que todos estén dentro de un rango óptimo para el uso específico necesario.

Los factores que se deberán tener en cuenta son:

- Rigidez estructural.
- Confort.
- Adherencia.
- Transmitir fuerzas de aceleración y frenado entre ejes y bastidor.
- Resistir el par motor y de frenado.
- Resistir los efectos de las curvas.
- Conservar el ángulo de dirección en todo el recorrido.
- Conservar el paralelismo entre los ejes y la perpendicularidad del bastidor.
- Proporcionar una estabilidad adecuada al eje de balanceo.
- Soportar la carga del vehículo.

Para poder maximizar el rendimiento, es importante a la hora de diseñar un sistema de suspensión tener claro su objetivo, teniendo en cuenta el tipo de terreno al que va estar expuesto el vehículo, el trazado, la velocidad y el uso que se le va a dar, según estas condiciones se procede de diferente manera a la hora de diseñar la suspensión. En este caso el vehículo va a ser un monoplaza de competición para circuitos de asfalto que va estar sometido a las diferentes pruebas que se realizan en la Fórmula SAE. Debido al estilo de competición el coche debe cumplir una normativa fijada. [7]

### 4.2. Análisis vibracional

#### 4.2.1. Determinación preliminar de las frecuencias naturales

Para diseñar el sistema de suspensión del vehículo primero se deberá empezar calculando las frecuencias naturales del sistema, una vez calculadas se podrá hacer una primera estimación del comportamiento del vehículo. Así, el objetivo de este primer paso será obtener las frecuencias propias de las masas suspendidas y no suspendidas del vehículo, así como una aproximación inicial al modo de movimiento de la masa no suspendida, en cuanto al cabeceo (“pitch”) y rebote (“bounce”) se refiere. Para ello, se deberá saber la masa y el centro de

gravedad del vehículo, así como su distancia entre ejes, y se determinará la rigidez aproximada de los resortes.

Cumpliendo la normativa, el equipo de Fórmula Uc3m ha decidido que las medidas del coche sean de 1650 mm la distancia entre ejes (batalla) y 1200 mm el ancho de vía. Para la masa suspendida del vehículo se supondrá de 330 kg; 75 kg corresponderán al conjunto motor-cambio de una motocicleta Honda CBR 600. También se supone un piloto de 68 kg de peso y 1,70 m de altura con las proporciones estándar. El resto de la masa suspendida estará distribuida uniformemente entre los dos ejes del vehículo. Para poder calcular el reparto de pesos entre los ejes, será necesario primero calcular el centro de gravedad de las masas suspendidas del vehículo.

Para calcular el centro de gravedad del vehículo se tomará como origen de coordenadas el eje trasero del vehículo, donde X será el eje horizontal e Y el vertical. Para hallar el centro de gravedad se dividirá la masa suspendida en tres elementos. Esos elementos son los siguientes:

- Elemento A: Conductor de 68 kg y 1,70 m de altura, colocado en posición de conducción.
- Elemento B: Conjunto motor-cambio que tendrá una masa de 75 kg idealizado como un cuadrilátero de 401,38 mm de alto por 585 mm de ancho.

$$X_{cdg\ B} = 454,38\ mm$$

$$Y_{cdg\ B} = 200,38\ mm$$

- Elemento C: Resto de componentes distribuidos de forma uniforme a lo largo de la distancia entre ejes.

$$X_{cdg\ C} = 790,5\ mm$$

$$Y_{cdg\ C} = 92\ mm$$

En la figura 36 se pueden ver distribuidas las distintas partes de la masa suspendida.

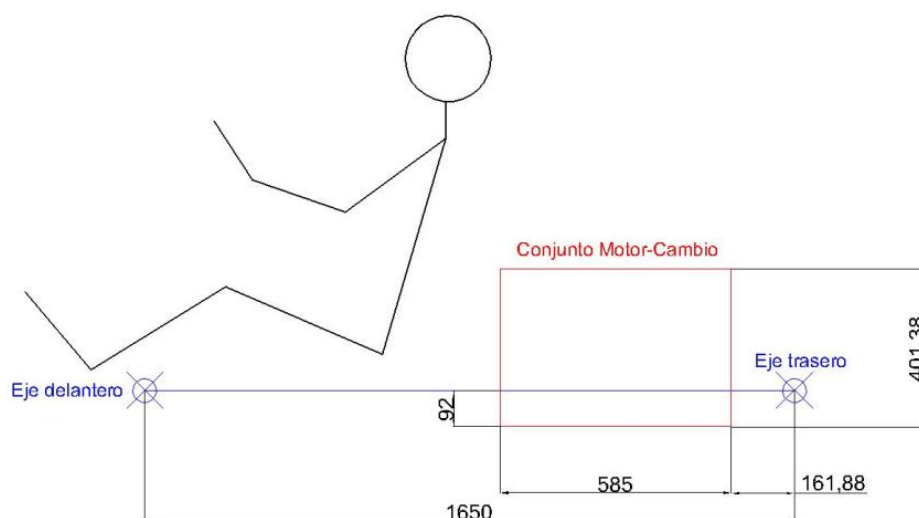


Figura 36. Esquema de la distribución de masas suspendidas

El primer paso para calcular el centro de gravedad del vehículo, será calcular el centro de gravedad del piloto. Para determinar las dimensiones y centros de gravedad de las partes del piloto se usa un estudio para modelo antropométrico, mostrado en la siguiente tabla.

Elemento	Nº	Longitud (Expresión)	Longitud $L_s$ (m)	Masa (Expresión)	Masa (kg)
<b>Cabeza</b>	A1	$0,130 \cdot H$	0,221	$0,081 \cdot M$	5,508
<b>Cuello</b>	A2	$0,054 \cdot H$	0,0918		
<b>Tronco</b>	A3	$0,336 \cdot H$	0,5712	$0,497 \cdot M$	33,796
<b>Brazo (x2)</b>	A4	$0,186 \cdot H$	0,3162	$0,028 \cdot M$ (x2)	1,904 (x2)
<b>Antebrazo (x2)</b>	A5	$0,146 \cdot H$	0,2482	$0,016 \cdot M$ (x2)	1,088 (x2)
<b>Mano (x2)</b>	A6	$0,106 \cdot H$	0,1802	$0,006 \cdot M$ (x2)	0,408 (x2)
<b>Muslo (x2)</b>	A7	$0,256 \cdot H$	0,4352	$0,1 \cdot M$ (x2)	6,8 (x2)
<b>Pierna (x2)</b>	A8	$0,235 \cdot H$	0,3995	$0,065 \cdot M$ (x2)	4,42 (x2)
<b>Pie (x2)</b>	A9	$0,039 \cdot H$ (alt.)	0,0663	$0,0145 \cdot M$ (x2)	0,986 (x2)
		$0,152 \cdot H$	0,2584		
		(long.)			

Para este estudio se supone un piloto de 1.70 m de altura (H) y 68 kg de masa (m). En la figura 37 se pueden ver los 9 elementos en los que se divide el cuerpo del conductor.

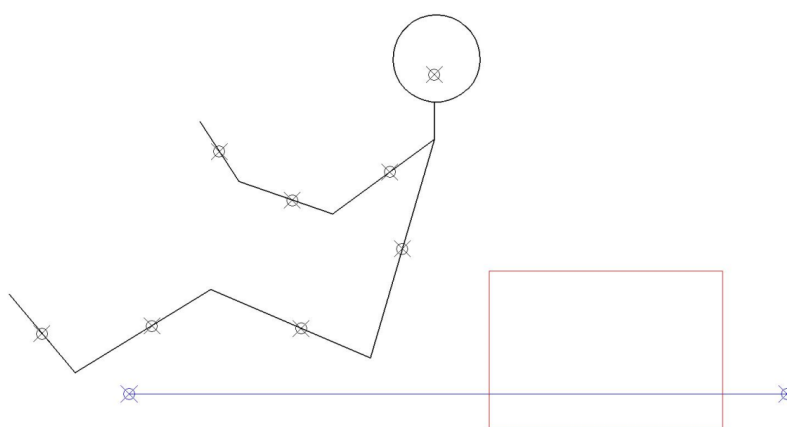


Figura 37. Esquema de las partes del piloto

A continuación, se procede a calcular sus centros de gravedad.

Elemento	Nº	C.D.G (expresado)	C.D.G (m)	X <sub>cdg</sub> (mm)	Y <sub>cdg</sub> (mm)
Cabeza	A1	0,52838* <i>L<sub>s</sub></i>	0,16528	884,6	801,19
Cuello	A2				
Tronco	A3	0,5* <i>L<sub>s</sub></i>	0,2856	964,97	364,34
Brazo (x2)	A4	0,436* <i>L<sub>s</sub></i>	0,138	995,92	556,82
Antebrazo (x2)	A5	0,43* <i>L<sub>s</sub></i>	0,107	1240,88	486,17
Mano (x2)	A6	0,506* <i>L<sub>s</sub></i>	0,0912	1424,19	608,37
Muslo (x2)	A7	0,433* <i>L<sub>s</sub></i>	0,1884	1218,55	164,41
Pierna (x2)	A8	0,433* <i>L<sub>s</sub></i>	0,173	1592,75	170,81
Pie (x2)	A9	0,5* <i>L<sub>s</sub></i>	0,1292	1868,81	150,91

Una vez obtenidas las posiciones de las diferentes partes del conductor se puede calcular la posición total del elemento A.

$$X_{cdgA} = \frac{X_{cdgA1+A2} \cdot (m_{A1} + m_{A2}) + X_{cdgA3} \cdot m_{A3} + 2 \cdot \sum_{i=4}^9 X_{cdgAi} \cdot m_{Ai}}{m_{A1} + m_{A2} + m_{A3} + 2 \cdot \sum_{i=4}^9 m_{Ai}}$$

$$X_{cdgA} = \frac{884,6 \cdot 5,508 + 964,97 \cdot 33,796 + 2 \cdot (995,92 \cdot 1,904 + 1240,88 \cdot 1,088 + 1424,19 \cdot 0,408 + 1218,55 \cdot 6,8 + 1592,75 \cdot 4,42 + 1868,81 \cdot 0,986)}{5,508 + 33,796 + 2 \cdot (1,904 + 1,088 + 0,408 + 6,8 + 4,42 + 0,986)}$$

$$X_{cdgA} = \frac{79476 \text{ mm kg}}{68 \text{ kg}} = 1168,78 \text{ mm}$$

$$Y_{cdgA} = \frac{Y_{cdgA1+A2} \cdot (m_{A1} + m_{A2}) + Y_{cdgA3} \cdot m_{A3} + 2 \cdot \sum_{i=4}^9 Y_{cdgAi} \cdot m_{Ai}}{m_{A1} + m_{A2} + m_{A3} + 2 \cdot \sum_{i=4}^9 m_{Ai}}$$

$$Y_{cdgA} = \frac{24444,43 \text{ mm kg}}{68 \text{ kg}} = 359,477 \text{ mm}$$

Con los datos obtenidos de la posición del centro de gravedad del elemento A, más lo datos de los elementos B y C, se calcula la posición en X e Y del centro de gravedad de las masas suspendidas.

$$X_{cdgms} = \frac{X_{cdgA} \cdot m_A + X_{cdgB} \cdot m_B + X_{cdgC} \cdot m_C}{m_A + m_B + m_C}$$

$$X_{cdgms} = \frac{1168,78 \cdot 68 + 454,38 \cdot 75 + 790,5 \cdot 187}{68 + 75 + 187} = 792,2 \text{ mm}$$

$$Y_{cdg\ ms} = \frac{Y_{cdg\ A} \cdot m_A + Y_{cdg\ B} \cdot m_B + Y_{cdg\ C} \cdot m_C}{m_A + m_B + m_C}$$

$$Y_{cdg\ ms} = \frac{359,477 \cdot 68 + 200,38 \cdot 75 + 92 \cdot 187}{68 + 75 + 187} = 171,75\ mm$$

En la siguiente figura 38, se puede observar la posición del centro de gravedad de todos los elementos de las masas suspendidas, así como el centro de gravedad total de la masa suspendida (CDG<sub>ms</sub>).

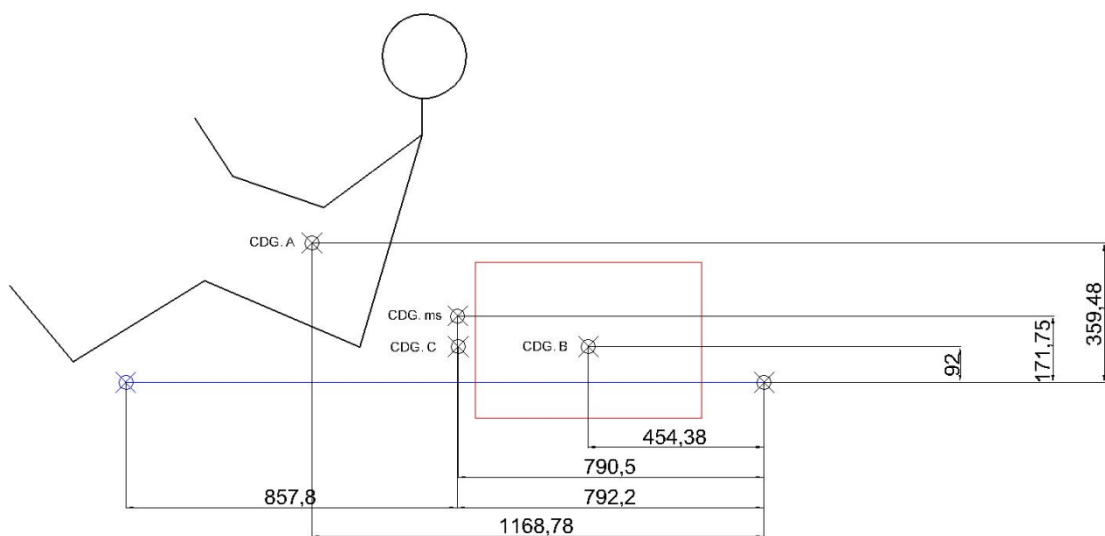


Figura 38. Localización de los centros de gravedad de la masa suspendida

Una vez calculado el centro de gravedad de la masa suspendida, se halla el reparto de masas por cada eje. Sabiendo que la masa suspendida son 330 kg y la distancia entre ejes es 1650 mm, se obtiene que la distancia del eje delantero al centro de gravedad ( $L_d$ ) son 857,8 mm y la del eje trasero ( $L_t$ ) son 792,2 mm. Con estos datos se calcula el reparto de masas, que será el siguiente:

$$m_{sd} = m_s \cdot \frac{L_t}{L_t + L_d} = 330 \cdot \frac{792,2}{1650} = 158,44\ kg$$

Lo que corresponde a un 48 % de la masa total sobre el eje delantero.

$$m_{st} = m_s \cdot \frac{L_d}{L_t + L_d} = 330 \cdot \frac{857,8}{1650} = 171,56\ kg$$

Y un 52% de la masa total sobre el trasero.

Por lo tanto, cada rueda del eje delantero soportara una masa de valor:

$$m_{sd} = \frac{m_{sd \text{ tot}}}{2} = \frac{158,44}{2} = 79,22 \text{ kg}$$

Cada rueda del eje trasero soportara:

$$m_{st} = \frac{m_{td \text{ tot}}}{2} = \frac{171,56}{2} = 85,78 \text{ kg}$$

Para calcular la rigidez necesaria de los muelles y los amortiguadores será necesario tener en cuenta las especificaciones del reglamento de la Fórmula SAE donde especifica [1]:

- El recorrido total mínimo de la suspensión: como mínimo debe haber un desplazamiento útil de 50,8 mm.
- La altura mínima del suelo del vehículo al asfalto tiene que ser como mínimo de 25,4 mm. En ningún momento del vehículo puede tocar con el asfalto.
- El recorrido mínimo de vaivén y de rebote viene definido como mínimo en 25,4 mm para cada uno de ellos.

Lo más habitual es repartir el recorrido total de manera que el de compresión sea 65 % del total y el restante 35 % sea el de extensión en vehículos de competición. El reparto de ambos ejes queda de la siguiente manera:

	Eje delantero	Eje trasero
<b>Extensión</b>	29 mm	32 mm
<b>Compresión</b>	43 mm	52 mm

Con estos datos se calcula la rigidez de los resortes.

- Eje delantero:

$$K_{rd} = \frac{F_{sd}}{A_y} = \frac{m_{sd} \cdot g}{A_y} = \frac{79,22 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{29 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 26798,213 \text{ N/m}$$

- Eje trasero:

$$K_{rt} = \frac{F_{st}}{A_y} = \frac{m_{st} \cdot g}{A_y} = \frac{85,78 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{32 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 26296,931 \text{ N/m}$$

Una vez obtenida la rigidez de los resortes será necesario para poder realizar el modelo vibracional obtener la rigidez de los neumáticos. Se puede calcular de dos métodos:

- Método 1: con un gráfico rigidez vs carga.
- Método 2: con la siguiente fórmula de la fuerza vertical que sufre un neumático.

$$F_z = K_{zn} \cdot z + C_z \cdot V_z$$



Donde:

$K_{zn}$ : Rigidez del neumático.

$C_z$ : Constante de amortiguación radial.

$Z$ : Deflexión de la rueda.

$V_z$ : Velocidad de deformación.

Como para hallar la rigidez de los neumáticos mediante el método 2 sería necesario hacer una serie de ensayos para hallar algunos valores, se va a utilizar los neumáticos Hoosier Racing Tire Corp. que suelen utilizar la mayoría de los equipos para FSAE. [9]

De los modelos disponibles se selecciona el 43128 debido que son los neumáticos que se ajustan a las dimensiones de nuestra llanta.

Item Number	Size	O.D.	Tread Width	Section Width	Recommended Rim	Rim Measured	Compound	Approximate Weight	Retail Price	S.A.E. Price
41100	6.0/18.0-10	18.0"	6.0"	8.5"	6.0-7.0"	7.0"	LC0	8 lbs.	\$182.00	\$145.00
43101	18.0 x 6.0-10	18.1"	6.2"	8.1"	5.5-7.0"	6.0"	R25B	9 lbs.	\$166.00	\$132.80
43105	18.0 x 7.5-10	18.3"	7.5"	9.5"	7.0-8.0"	8.0"	R25B	10 lbs.	\$182.00	\$145.60
43110	19.5 x 6.5-10	19.4"	6.5"	8.2"	5.5-7.0"	6.0"	R25B	10 lbs.	\$164.00	\$131.20
43120	19.5 x 7.5-10	19.5"	7.5"	9.5"	7.0-8.0"	8.0"	R25B	11 lbs.	\$178.00	\$142.40
43128	20.5 x 6.0-13	21.0"	6.0"	7.3"	5.5-6.5"	5.5"	R25B	11 lbs.	\$211.00	\$168.80
43162	20.5 x 7.0-13	21.0"	7.0"	8.0"	5.5-8.0"	6.0"	R25B	11 lbs.	\$211.00	\$168.80
43169	20.0 x 7.5-13	20.6"	8.0"	9.4"	7.0-9.0"	8.0"	R25B	12 lbs.	\$225.00	\$180.00

Figura 39. Datos obtenidos del fabricante de los neumáticos Hoosier

El fabricante proporciona varios valores de deflexiones para determinadas cargas, y las rigideces implicadas, todos ellos para tres valores de presión: 14, 16 y 18 psi. Con estos datos se hace una gráfica, para visualizar la curva resultante de los valores, y se extraen de manera aproximada los valores de rigidez del neumático en cada eje, que corresponden a cada valor de presión:

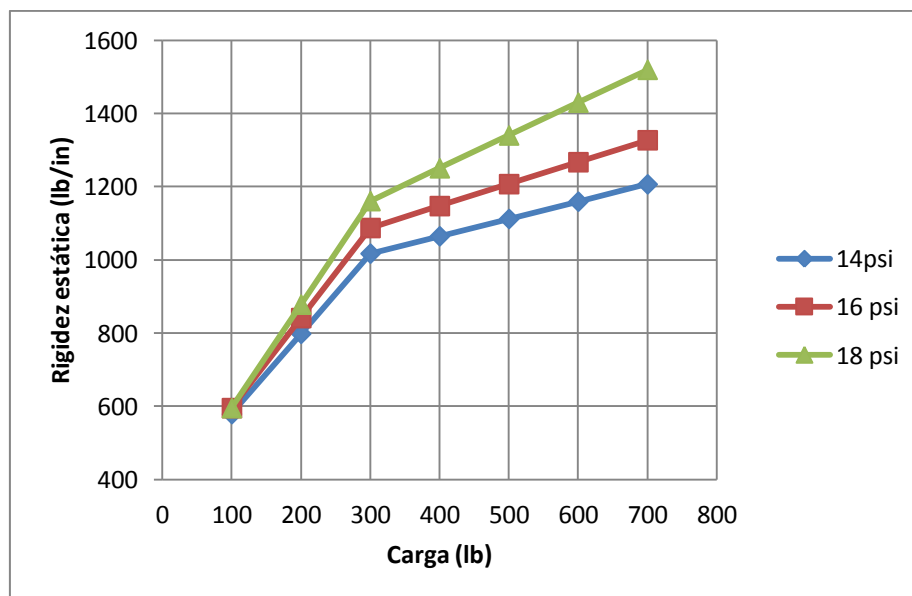


Figura 40. Gráfica Rigidez estática/carga para diferentes presiones

Para una carga en la rueda delantera de 79,22 kg (174,64 lb) y en la rueda trasera de 85,78 kg (189,11 lb), se obtiene las siguientes rigideces:

	Ruedas delanteras	Ruedas traseras
<b>14 psi</b>	742,868 lbs/in	774,586 lbs/in
<b>16 psi</b>	779,177 lbs/in	814,775 lbs/in
<b>18 psi</b>	806,537 lbs/in	847,464 lbs/in

Una vez obtenidos los datos se seleccionará para:

- Ruedas delanteras la presión de 16 psi.

$$K_{nd} = 779,177 \text{ lb/in} = 136624,085 \text{ N/m}$$

- Ruedas traseras la presión de 14 psi.

$$K_{nt} = 774,586 \text{ lb/in} = 135819,081 \text{ N/m}$$

#### 4.2.2. Modelo vibracional de ¼ del automóvil

Con los datos obtenidos, ya se podrá calcular las frecuencias naturales por cada eje con el modelo a ¼ del vehículo, como el que está representado en la figura 41. [10]

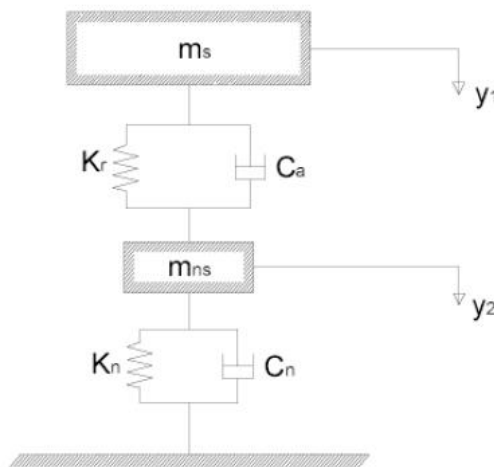


Figura 41. Esquema del modelo vibracional a ¼ del automóvil

Se suponen unas masas suspendidas, 26 kg eje delantero (13 kg por rueda) y de 32 kg en eje trasero (16 kg por rueda). Se determinará las frecuencias naturales tanto de la masa suspendida como de la masa no suspendida, para ello se desprecia el coeficiente de amortiguación  $C_a$  y  $C_n$ , porque apenas modifican los valores de las frecuencias naturales y facilitan la solución del sistema.

Las ecuaciones del modelo a ¼ del vehículo representado en la figura 43, son las siguientes:

$$m_s \cdot \ddot{y}_1 + C_a(y_1 - y_2) + k_r(y_1 - y_2) = m_s \cdot g$$

$$m_{ns} \cdot \ddot{y}_2 + C_a(y_2 - y_1) + k_r(y_2 - y_1) + C_n \cdot y_2 + k_n \cdot y_2 = m_{ns} \cdot g$$

Se desprecia el coeficiente de amortiguación, como se ha comentado anteriormente:

$$m_s \cdot \ddot{y}_1 + k_r(y_1 - y_2) = m_s \cdot g$$

$$m_{ns} \cdot \ddot{y}_2 + k_r(y_2 - y_1) + k_n \cdot y_2 = m_{ns} \cdot g$$

Para hallar la frecuencia natural de la masa suspendida, se hará una simplificación del sistema anterior, teniendo en cuenta que masa suspendida es mucho mayor que la masa no suspendida, se despreciará la masa no suspendida. De este modo el modelo a ¼ del vehículo quedará como el mostrado en la figura 42.

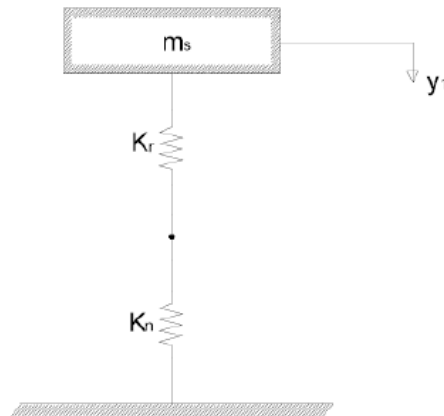


Figura 42. Esquema del modelo vibracional a ¼ simplificado

La ecuación para calcular la frecuencia natural de la masa suspendida queda de la siguiente manera:

$$\omega_s = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m_s} \cdot k_{eq}} \quad \text{Siendo } k_{eq} = \frac{k_r \cdot k_n}{k_r + k_n}$$

Para hallar la frecuencia natural de la masa no suspendida, se vuelve a simplificar las ecuaciones del modelo a ¼ del automóvil, pero esta vez se supone que la masa suspendida está inmóvil cuando la masa no suspendida oscila.

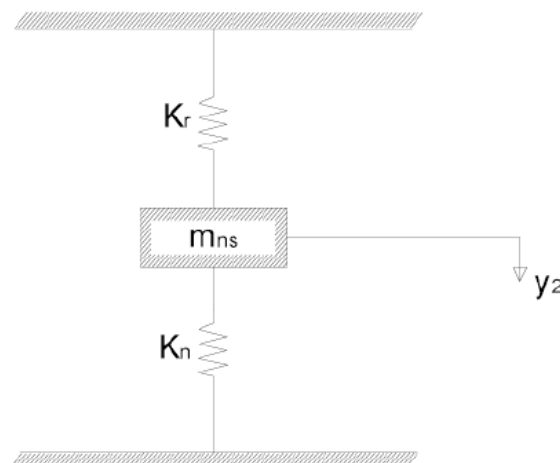


Figura 43. Esquema del modelo vibracional a ¼ simplificado, teniendo en cuenta la masa no suspendida

La ecuación para calcular la frecuencia natural de la masa no suspendida quedará de la siguiente forma:

$$\omega_{ns} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{1}{m_{ns}} \cdot k_{eq}} \quad \text{Siendo } k_{eq} = k_r + k_n$$

Las frecuencias naturales en el eje delantero por rueda:

$$\omega_{sd} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{1}{79,22} \cdot \left( \frac{26798,213 \cdot 136624,085}{26798,213 + 136624,085} \right)} = 2,6765 \text{ Hz}$$

$$\omega_{nsd} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{1}{13} \cdot (26798,213 + 136624,085)} = 17,844 \text{ Hz}$$

Las frecuencias naturales en el eje trasero por rueda:

$$\omega_{st} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{1}{85,795} \cdot \left( \frac{26296,931 \cdot 135819,081}{26296,931 + 135819,081} \right)} = 2,568 \text{ Hz}$$

$$\omega_{nst} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{1}{16} \cdot (26296,931 + 135819,081)} = 16,154 \text{ Hz}$$

En un automóvil de pasajeros de uso común donde se busca principalmente un gran confort para viajes largos las frecuencias naturales suelen oscilar entre 1-2 Hz para la masa suspendida y entre 10-15 Hz para la masa no suspendida. Como el vehículo no va a ser un coche de pasajeros que deba realizar largos viajes y las frecuencias naturales no se alejan mucho de las condiciones de confort de un automóvil, son validos estos datos para un monoplaza de competición.

#### 4.2.3. Análisis de rebote y cabeceo de la masa suspendida (modelo ½)

Para el siguiente análisis se va a estudiar el movimiento del vehículo en el plano longitudinal, para este estudio se va a utilizar el modelo a ½ del vehículo como muestra la figura 44.

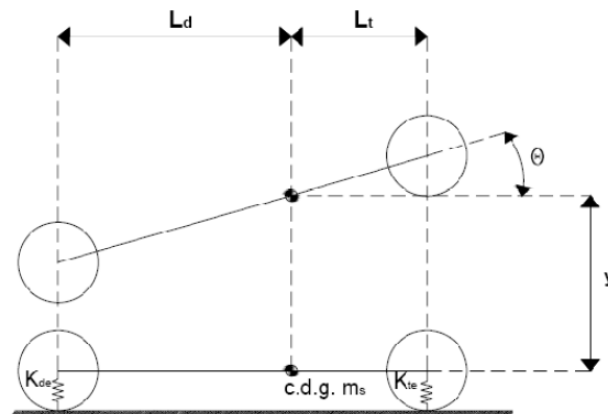


Figura 44. Esquema del modelo vibracional a ½ del automóvil

El modelo  $\frac{1}{2}$  del automóvil cuenta con dos grados de libertad que son:

- Desplazamiento vertical del centro de gravedad, vaivén “*bounce*”, e identificaremos el movimiento con “*y*”.
- El giro alrededor de un eje transversal al plano en que está proyectado el vehículo, cabeceo “*pitch*”, y simbolizaremos con “*θ*”.

La distancia de los ejes al centro de gravedad son 857,8 mm ( $L_d$ ) el eje delantero y 792,2 mm ( $L_t$ ) el eje trasero. La rigidez equivalente del eje delantero será  $K_{de}$  y la del eje trasero será  $K_{te}$ . Para obtener dichas rigideces, se debe seguir el mismo proceso que se realizó anteriormente para obtener las frecuencias naturales de la masa suspendida. El primer paso será calcular la rigidez del resorte para cada eje en el modelo a  $\frac{1}{2}$  del automóvil.

$$K_{rd} = \frac{158,44 \cdot 9,81}{29 \cdot 10^{-3}} = 53760,33 \text{ N/m}$$

$$K_{rt} = \frac{171,56 \cdot 9,81}{32 \cdot 10^{-3}} = 52603,06 \text{ N/m}$$

Del mismo modo que se hizo anteriormente, se desprecia la masa no suspendida, de este modo la resistencia del resorte y la de los neumáticos quedaran colocadas en serie. Las rigideces de los dos neumáticos estarán colocadas en paralelo. De este modo la rigidez equivalente de cada eje se calculará del siguiente modo:

$$K_{ed} = \frac{K_{rd}(K_{nd} + K_{nd})}{K_{rd} + (K_{nd} + K_{nd})} = \frac{53760,33 \cdot (136624,085 + 136624,085)}{53760,33 + (136624,085 + 136624,085)} = 44922,12 \text{ N/m}$$

$$K_{et} = \frac{K_{rt}(K_{nt} + K_{nt})}{K_{rt} + (K_{nt} + K_{nt})} = \frac{52603,06 \cdot (135819,081 + 135819,081)}{52603,06 + (135819,081 + 135819,081)} = 44069,04 \text{ N/m}$$

Las ecuaciones del movimiento para el sistema representado en la figura 46, son las siguientes:

- **Vaivén:**  $m_s \cdot \ddot{y} + k_{ed}(y - L_d \cdot \theta) + k_{et} \cdot (y + L_t \cdot \theta) = 0$

$$\text{Se ordena: } m_s \cdot \ddot{y} + y(k_{ed} + k_{et}) + \theta(L_t \cdot k_{et} - k_{ed}L_d) = 0$$

- **Cabeceo:**  $I \cdot \ddot{\theta} + k_{et} \cdot L_t(y + L_t \cdot \theta) - k_{ed} \cdot L_d(y - L_d \cdot \theta) = 0$

$$\text{Se ordena: } I \cdot \ddot{\theta} + y(k_{et} \cdot L_t - k_{ed} \cdot L_d) + \theta(k_{et} \cdot L_t^2 - k_{ed} \cdot L_d^2) = 0$$

De los datos de las ecuaciones,  $m_s$  es la masa suspendida (330 kg),  $L_d$  y  $L_t$  las distancias del centro de gravedad al eje delantero y trasero ( $L_d = 857,8$  mm y  $L_t = 792,2$  mm).  $I$  es momento másico de inercia de la masa suspendida respecto al eje transversal al plano sobre el que está proyectado el vehículo, y que pasa por su centro de gravedad.

Para resolver las ecuaciones de vaivén y cabeceo se necesita calcular el momento de inercia del automóvil. Para hallar el momento de inercia, se descompone las partes del automóvil como se hizo para calcular el centro de gravedad. Para este cálculo se tomará el origen de coordenadas en el centro de gravedad de la masa suspendida, donde el eje “*x*” será positivo en sentido hacia la derecha y el eje “*y*” será positivo en sentido hacia abajo.

En la figura 45 se observan las distancias de las diferentes elementos de la masa suspendida al centro de gravedad del vehículo.

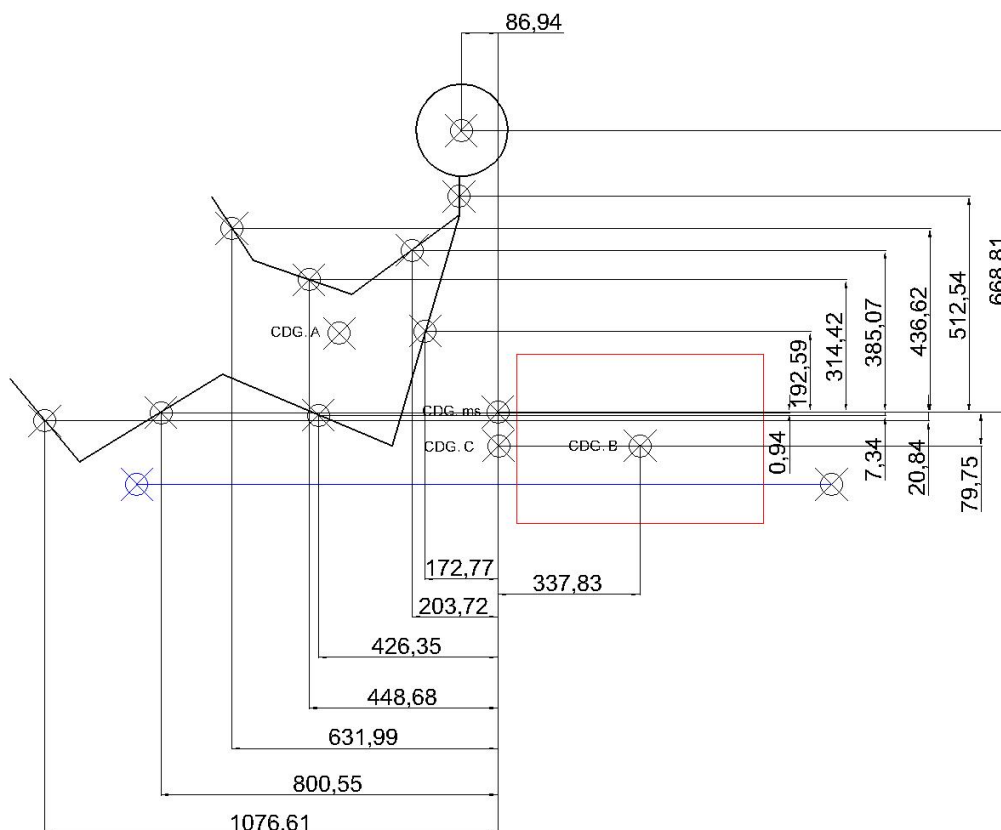


Figura 45. Cotas de los centros de gravedad de las masas suspendidas

La siguiente tabla muestra la situación del centro de gravedad respecto todos los elementos de la masa suspendida, tomando el nuevo sistema de coordenadas.

Elemento	Nº	$X_{cdg}$ (mm)	$Y_{cdg}$ (mm)	d (mm)	Masa (kg)
<b>Cabeza</b>	A1	-86,94	-668,81	674,44	4,131
<b>Cuello</b>	A2	-86,94	-512,54	520,81	1,377
<b>Tronco</b>	A3	-172,77	-192,49	258,73	33,796
<b>Brazo (x2)</b>	A4	-203,72	-385,07	435,64	1,904 (x2)
<b>Antebrazo (x2)</b>	A5	-448,68	-314,42	547,88	1,088 (x2)
<b>Mano (x2)</b>	A6	-631,99	-436,62	768,15	0,408 (x2)
<b>Muslo (x2)</b>	A7	-426,35	7,34	426,41	6,8 (x2)
<b>Pierna (x2)</b>	A8	-800,55	0,94	800,55	4,42 (x2)
<b>Pie (x2)</b>	A9	-1076,61	20,84	1076,81	0,986 (x2)

<b>Conjunto motor-cambio</b>	B	337,83	79,75	347,11	75
<b>Chasis y resto de componentes</b>	C	0	79,75	79,75	187

$$d_i = \sqrt{x_i^2 + y_i^2} \quad I_i = \bar{I}_i + m_i \cdot d_i^2$$

El siguiente paso será usar los datos de la tabla anterior, para calcular los momentos de inercia y sumarlos para obtener el momento de inercia total del vehículo

Para cada elemento de la masa suspendida debido a su diferencia de forma, se usará la fórmula adecuada para calcular el momento de inercia.

Se tomará para:

- A1:  $\bar{I}_{A1} = \frac{2}{5} m_{A1} \cdot r_{A1}^2$  donde  $r_{A1} = 110,5 \text{ mm}$
- A2, A3, A4, A5, A6, A7, A8, A9:  $\bar{I}_{Ai} = \frac{1}{12} m_{Ai} \cdot l_{Ai}^2$
- B:  $\bar{I}_B = \frac{1}{12} m_B (l_B^2 + h_B^2)$  donde:  $l_B = 585 \text{ mm}$ ,  $h_B = 401,38 \text{ mm}$
- C:  $\bar{I}_C = \frac{1}{12} m_C (l_C^2 + h_C^2)$  donde:  $l_C = 2250 \text{ mm}$ ,  $h_C = 92 \text{ mm}$

Se calcula:

$$I_{A1} = \frac{2}{5} \cdot m_{A1} \cdot r_{A1}^2 + m_{A1} \cdot d_1^2 = \frac{2}{5} \cdot 4,131 \cdot 0,1105^2 + 4,131 \cdot 0,67444^2 = 1,899 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{A2} = \frac{1}{12} \cdot m_{A2} \cdot l_{A2}^2 + m_{A2} \cdot d_2^2 = \frac{1}{12} \cdot 1,377 \cdot 0,918^2 + 1,377 \cdot 0,520807^2 = 0,470 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{A3} = \frac{1}{12} \cdot m_{A3} \cdot l_{A3}^2 + m_{A3} \cdot d_3^2 = \frac{1}{12} \cdot 33,796 \cdot 0,5712^2 + 33,796 \cdot 0,2587^2 = 3,181 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{A4} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot m_{A4} \cdot l_{A4}^2 + m_{A4} \cdot d_4^2 \right) = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 1,904 \cdot 0,3162^2 + 1,904 \cdot 0,43564^2 \right) = 0,754 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{A5} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot m_{A5} \cdot l_{A5}^2 + m_{A5} \cdot d_5^2 \right) = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 1,088 \cdot 0,2482^2 + 1,088 \cdot 0,2482^2 \right) = 0,664 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{A6} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot m_{A6} \cdot l_{A6}^2 + m_{A6} \cdot d_6^2 \right) = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 0,408 \cdot 0,1802^2 + 0,408 \cdot 0,76815^2 \right) = 0,754 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{A7} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot m_{A7} \cdot l_{A7}^2 + m_{A7} \cdot d_7^2 \right) = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 6,8 \cdot 0,4352^2 + 6,8 \cdot 0,42641^2 \right) = 0,754 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{A8} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot m_{A8} \cdot l_{A8}^2 + m_{A8} \cdot d_8^2 \right) = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 4,42 \cdot 0,3995^2 + 4,42 \cdot 0,80055^2 \right) = 5,7803 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{A9} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot m_{A9} \cdot l_{A9}^2 + m_{A9} \cdot d_9^2 \right) = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 0,986 \cdot 0,2584^2 + 0,986 \cdot 1,076^2 \right) = 2,297 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_A = I_{A1} + I_{A2} + I_{A3} + I_{A3} + I_{A4} + I_{A5} + I_{A6} + I_{A7} + I_{A8} + I_{A9} = 18,212 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_B = \frac{1}{12} \cdot m_B \cdot (l_B^2 + h_B^2) + m_B \cdot d_B^2 = \frac{1}{12} \cdot 75 \cdot (0,585^2 + 0,40138^2) + 75 \cdot 0,34711^2 = 12,182 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_C = \frac{1}{12} \cdot m_C \cdot (l_C^2 + h_C^2) + m_C \cdot d_C^2 = \frac{1}{12} \cdot 187 \cdot (2,25^2 + 0,092^2) + 187 \cdot 0,07975^2 = 80,212 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{TOT} = I_A + I_B + I_C = 110,606 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I = m \cdot r^2 \rightarrow r = \sqrt{\frac{110,606}{330}} = 0,579 \text{ m}$$

$$I_z = 110,606 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad r_z = 0,579 \text{ m}$$

Donde “r” es el radio de giro de la masa respecto al eje transversal “z” que pasa por el centro de gravedad del vehículo.

Una vez obtenido el valor del momento de inercia, se calcula las ecuaciones del movimiento. En las ecuaciones de vaivén y cabeceo se harán unas sustituciones que identificarán nuevos parámetros  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$ .

$$D_1 = \frac{1}{m_s} (K_{ed} + K_{et})$$

$$D_1 = \frac{1}{330} (44922,12 + 44069,04) = 269,67 \frac{\text{N}}{\text{kg} \cdot \text{m}}$$

$$D_2 = \frac{1}{m_s} (K_{et} \cdot l_t - K_{ed} \cdot l_d)$$

$$D_2 = \frac{1}{330} (44069,04 \cdot 0,8578 - 44922,12 \cdot 0,7922) = 6,71 \frac{\text{N}}{\text{kg}}$$

$$D_3 = \frac{1}{I} (K_{ed} \cdot l_d^2 + K_{et} \cdot l_t^2)$$

$$D_3 = \frac{1}{110,606} (44922,12 \cdot 0,7922^2 + 44069,04 \cdot 0,8578^2) = 548,06 \frac{\text{N}}{\text{kg} \cdot \text{m}}$$

Las ecuaciones de movimiento quedan de la siguiente manera:

- Vaivén  $\rightarrow y + D_1 y + D_2 \theta = 0$
- Cabeceo  $\rightarrow \theta + D_3 \theta + \frac{D_2}{I} y = 0$

Para hallar las frecuencias naturales del modelo, se plantea que entre los dos modelos de movimiento (cabeceo y vaivén) exista o no acoplamiento.

En el caso de que no exista acoplamiento, los movimientos de “ $\theta$ ” e “ $y$ ” estarán desacoplados, y por lo tanto serán independientes. Esto supone que si se aplica una fuerza vertical en el centro de gravedad del vehículo, sólo habrá movimiento de vaivén, y si se aplica solamente un



par también en el centro de gravedad, solo existirá movimiento de cabeceo alrededor del centro de gravedad. El término  $(K_{et} \cdot l_t - K_{ed} \cdot l_d)$ , llamado coeficiente de acoplamiento y que se encuentra en  $D_2$ , será en este caso nulo, por lo que  $D_2 = 0$ .

Las frecuencias naturales serán:

$$\omega_y = \sqrt{D_1} = \sqrt{\frac{1}{m_s}(k_{ed} + k_{et})}$$

$$\omega_\theta = \sqrt{D_3} = \sqrt{\frac{1}{I}(K_{ed} \cdot l_d^2 + K_{et} \cdot l_t^2)} = \sqrt{\frac{1}{m_s \cdot r^2}(K_{ed} \cdot l_d^2 + K_{et} \cdot l_t^2)}$$

Sin embargo, éste no es el caso. En efecto como se ve en la ecuación,  $D_2$  no es nulo. Por lo tanto, ésta opción no es la opción que se seguirá en el cálculo. Se usará la otra alternativa que se plantea.

En el caso de que exista acoplamiento, las soluciones del sistema serán de la forma:

$$y = Y \cdot \cos(\omega_n \cdot t)$$

$$\theta = \Theta \cdot \cos(\omega_n \cdot t)$$

Sustituyendo con estas dos ecuaciones y sus derivadas segundas, queda:

$$Y \cdot (D_1 - \omega_n^2) + D_2 \cdot \Theta = 0$$

$$Y \cdot \left(\frac{D_2}{r^2}\right) + (D_3 - \omega_n^2) \cdot \Theta = 0$$

Si dicho sistema de dos ecuaciones se escribe en forma matricial, resulta:

$$\begin{pmatrix} D_1 - \omega_n^2 & D_2 \\ \frac{D_2}{r^2} & D_3 - \omega_n^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Y \\ \Theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Para encontrar las frecuencias fundamentales se determinarán los valores que hacen nulo el determinante de la matriz cuadrada, por lo que:

$$\omega_n^4 - (D_1 - D_3) \cdot \omega_n^2 + \left(D_1 \cdot D_3 - \frac{D_2^2}{r^2}\right) = 0$$

De donde se hayan las dos frecuencias fundamentales:

$$\omega_{n1}^2 = \frac{1}{2} \cdot (D_1 + D_3) - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (D_1 \cdot D_3) + \frac{D_2^2}{r^2}} = 0$$

$$\omega_{n2}^2 = \frac{1}{2} \cdot (D_1 + D_3) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (D_1 \cdot D_3) + \frac{D_2^2}{r^2}} = 0$$

Sustituyendo con los valores, resultará:

$$\omega_{n1} = \sqrt{\omega_{n1}^2} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_1 + D_3) - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (D_1 \cdot D_3) + \frac{D_2^2}{r^2}}}$$

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (269,67 + 548,06) - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (269,67 \cdot 548,06) + \frac{6,71^2}{0,579^2}}} = 14,707 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n2} = \sqrt{\omega_{n2}^2} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_1 + D_3) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (D_1 \cdot D_3) + \frac{D_2^2}{r^2}}}$$

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (269,67 + 548,06) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (269,67 \cdot 548,06) + \frac{6,71^2}{0,579^2}}} = 24,52 \text{ Hz}$$

Por otra parte, se obtiene de la ecuación en forma matricial el cociente entre la amplitud del vaivén y la del cabeceo, siendo este valor diferente para cada frecuencia fundamental.

$$\text{Para } \omega_{n1} = \frac{Y}{\Theta} \Big|_{\omega_{n1}} = \frac{D_2}{\omega_{n1}^2 - D_1}$$

$$\text{Para } \omega_{n2} = \frac{Y}{\Theta} \Big|_{\omega_{n2}} = \frac{D_2}{\omega_{n2}^2 - D_1}$$

Si se interpreta cada uno de estos cocientes como longitud, haciendo:

$$\frac{Y}{\Theta} \Big|_{\omega_{n1}} = l_{01} \qquad \frac{Y}{\Theta} \Big|_{\omega_{n2}} = l_{02}$$

Se cumplirá que:

$$\Theta \cdot l_{01} = Y \qquad \Theta \cdot l_{02} = Y$$

Esto indica que  $l_{01}$  y  $l_{02}$  son puntos estáticos respecto a los cuales gira la masa suspendida. Se denominan centros de oscilación. Según el criterio de signos que se está usando, si el número resultante del cociente es positivo, entonces el centro de oscilación está adelantado respecto al centro de gravedad. Si un centro de oscilación se sitúa fuera de la distancia entre ejes, es llamado centro de vaivén, y su frecuencia asociada será la frecuencia natural de vaivén. Si por lo contrario, el centro de oscilación se encuentra dentro de la batalla, se denomina centro de cabeceo, y su frecuencia asociada será la frecuencia natural de cabeceo.

A continuación se calculan los valores de  $l_{01}$  y  $l_{02}$ :

$$l_{01} = \frac{D_2}{\omega_{n1}^2 - D_1} = \frac{6,71}{14,707^2 - 269,67} = -0,12572 \text{ m}$$

$$l_{01} = \frac{D_2}{\omega_{n2}^2 - D_1} = \frac{6,71}{24,52^2 - 269,67} = 0,02023 \text{ m}$$

Cuando una de las ruedas sufre una excitación vertical por parte de la superficie del suelo, se producen de forma simultánea movimientos de oscilación respecto de ambos centros y el movimiento resultante es la suma de ambos.

### 4.3. Transferencia de masa en dinámica

Para poder hacer un estudio estructural de las diferentes partes del sistema de suspensión, es necesario hacer un estudio en movimiento de las transferencias de masas del vehículo.

Se ha decidido estudiar los momentos más críticos para cada eje. Para el eje delantero se toma como momento más crítico el momento de la frenada ya que todas las masas debido a la energía cinética del vehículo tienen a ir en sentido del eje delantero. Por otra parte para el eje trasero se ha seleccionado el momento de la aceleración porque todas las masas tienden a sobrecargarse en el eje trasero.

Para este estudio, debido que el coche aun está en fase de diseño, muchos de los valores necesarios no se pueden calcular porque se deberían hacer pruebas en circuitos, se supondrán algunos valores teniendo en cuenta otros coches de la competición. [11]

#### 4.3.1. Transferencia de masa durante la aceleración

En la competición de Fórmula SAE hay una prueba de aceleración, en dicha prueba el vehículo deberá probar su aceleración en un circuito recto de 75 m de longitud. En esta prueba es donde el eje trasero sufrirá mayores esfuerzos, por eso para el estudio se utilizan los datos de otros equipos durante esta prueba para analizar el reparto de masas del vehículo durante la aceleración.

El tiempo promedio de los vehículos durante esta prueba suele ser de 4.19 segundos, en recorrer los 75 m de longitud del circuito en línea recta.

Lo primero de todo será calcular la velocidad media durante la prueba:

$$V = \frac{d_r}{t} = \frac{75\text{m}}{4,19\text{s}} = 17,87 \text{ m/s}$$

Una vez se ha obtenido la velocidad media se calcula la aceleración:

$$a = \frac{V^2}{2 \cdot d_r} = \frac{(17,87 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 75 \text{ m}} = 2,84 \text{ m/s}^2$$

Con la aceleración calculada se puede obtener la carga que se incrementa al eje trasero en el momento de la aceleración. Donde  $m_s$  es la masa suspendida,  $h$  la altura del centro de gravedad del vehículo respecto al suelo y  $l$  es la batalla del coche.

$$W_a = \frac{a \cdot m_s \cdot h}{l} = \frac{2,84 \cdot 330 \cdot 0,35}{1,65} = 198,8 \text{ N} \rightarrow 20,265 \text{ kg}$$

Esta masa es la que se incrementa a la masa del eje trasero en estática.

#### 4.3.2. Transferencia de masa durante la frenada

En el momento de la frenada es cuando el eje delantero mayor carga sufrirá de la masa suspendida por ese motivo se analiza el aumento de masa en el eje delantero. Para calcular ese desplazamiento de carga en el momento de la frenada se utiliza el estudio del sistema de frenos de los compañeros de Fórmula Uc3m donde indican que con el sistema de frenos que han seleccionado se logra una desaceleración máxima de  $18,61 \text{ m/s}^2$ . [12]

Para calcular la variación de masa del eje delantero se utiliza la siguiente fórmula:

$$r'_d = \frac{F_l \cdot h}{l}$$

Donde  $F_l$  es la fuerza de inercia que se calcula del siguiente modo:

$$F_l = \frac{Q}{g} \cdot j$$

Donde, Q es la carga, g la aceleración de la gravedad y j la desaceleración del vehículo que se obtuvo gracias al estudio de otros compañeros en el análisis del sistema de frenos.

$$F_l = \frac{330 \text{ kg}}{9,81 \text{ m/s}^2} \cdot 18,61 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 6141,3 \text{ N}$$

Una vez obtenida la fuerza de inercia durante la frenada se calcula el incremento de carga que se produce.

$$r'_d = \frac{6141,3(\text{N}) \cdot 0,35(\text{m})}{1,65(\text{m})} = 1302,7 \text{ N} \rightarrow 132,79 \text{ kg}$$

Esta masa es la que se incrementará al eje delantero en el momento de la frenada, a la masa que soporta en estática.

#### 4.4. Factores a tener en cuenta en el diseño de la suspensión

A la hora de diseñar un sistema de suspensión se tiene que tener en cuenta una serie de factores, y realizar una lista de prioridades para establecer el orden de diseño. Ese orden es importantísimo para poder definir los elementos ya que la modificación de un elemento puede modificar los elementos anteriores.

El primer paso a tomar es repasar las condiciones del reglamento, ya que se deben tener presentes a lo largo de todo el diseño del sistema de suspensión, porque el incumplimiento de la normativa llevaría a la descalificación del vehículo. El siguiente elemento a tener en cuenta serán los neumáticos, debido a su importancia en el uso del vehículo, el punto de contacto de los neumáticos con el suelo será el punto de partida a la hora de empezar el diseño. Un vez seleccionados los neumáticos se seleccionará las llantas, estas serán importantes a la hora de

pasar al siguiente paso donde hay que determinar la mangueta y sus puntos de articulación con los brazos de la suspensión (“knuckle”), este paso será fundamental para el sistema de suspensión porque será la pieza que unirá los brazos de la suspensión con el neumático y a su vez con el asfalto.

A continuación, una vez definidos los “knuckles” se debe seleccionar la configuración de los brazos de la suspensión y sus anclajes al chasis del vehículo que será el punto donde se unirá la masa suspendida y la no suspendida. A la hora de estudiar este paso será muy importante la longitud absoluta y relativa como la inclinación de los brazos de la suspensión. Para diseñar los brazos de la suspensión se debe tener en cuenta el centro de balanceo que ayudará a predecir el movimiento de los brazos y por lo tanto de las ruedas.

Después de diseñar los brazos se seleccionarán los resortes y sus disposición en el vehículo, todo dependiendo del cálculo previo realizado. Después de los resortes se seleccionan el tipo de amortiguadores y su colocación.

Para finalizar el diseño del sistema de suspensión el último elemento a diseñar serán las barras antibalanceo que dará cierto equilibrio al coche durante su movimiento.

Debido a que algunos elementos han sido seleccionados previamente se repasarán las condiciones iniciales del vehículo antes de ponerse con la geometría de los brazos.

## 4.5. Condiciones iniciales

Para poder realizar el diseño del sistema de suspensión se deben tener definidos una serie de parámetros. En este caso, esos parámetros han sido definidos por el equipo Fórmula SAE, igual que algunas piezas que se nombrarán posteriormente, que han sido seleccionadas o diseñadas por otros miembros del equipo.

### Dimensiones

Las dimensiones son un elemento base del vehículo, nos marcarán el rango sobre el que se puede trabajar. Las dimensiones del vehículo están fijadas en 1650 mm, la distancia entre ejes (también conocida como batalla) y un ancho de vía de 1200 mm. [2]

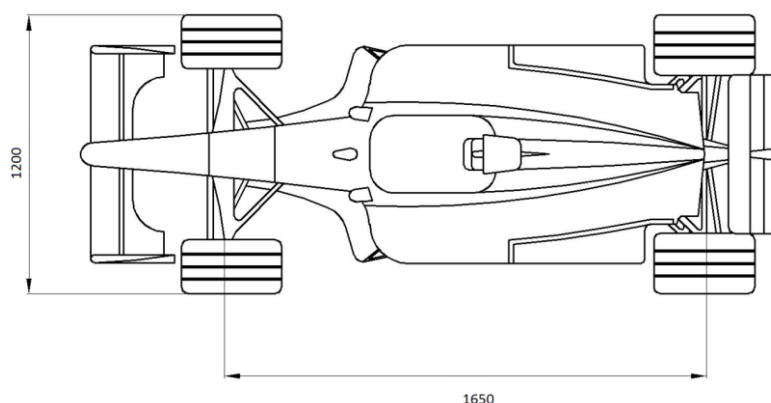


Figura 46. Dimensiones del vehículo

## Masa

La masa de un vehículo se divide en masa suspendida y masa no suspendida. La masa suspendida es los elementos cuyo peso es soportado por el bastidor o el chasis. La masa no suspendida está constituida por la masa de la amortiguación, ruedas y otros componentes directamente conectados a ellos, como rodamientos, neumáticos, amortiguadores y los frenos del vehículo.

Las masas del vehículo son las siguientes:

- La masa suspendida con el peso del piloto y el combustible son 330 kg
- La masa no suspendida está estimada en 26 kg para el eje delantero (13 kg por rueda) y 32 kg para eje trasero (16kg por rueda).

## Centro de gravedad

Tomando como origen el eje trasero del vehículo y unos ejes positivos “x” (horizontal) en dirección hacia la izquierda e “y” (vertical) dirección hacia arriba, se ha calculado que el centro de gravedad estará en  $X = 792,2$  mm y  $Y = 171,75$  mm. Debido a este centro de gravedad el eje delantero estará a 857,8 mm del centro de gravedad del vehículo en dirección “x” y el eje trasero a 792,2 mm, lo que corresponde a un reparto de masa del 42% para el eje delantero y 52% para el eje trasero.

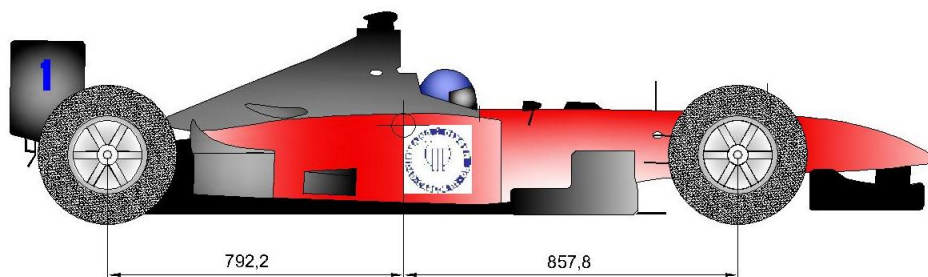


Figura 47. Posición del centro de gravedad

## Rigidez del resorte

A partir de los cálculos realizados en el análisis vibracional, se ha determinado la rigidez de los resortes para una frecuencia natural óptima para el confort del piloto.

Las rigideces obtenidas son las siguientes:

- Eje delantero ( $k_{rd}$ ): 26798,213 N/m
- Eje trasero ( $k_{td}$ ): 26296,931 N/m

## Neumáticos

Debido al estudio realizado en el análisis vibracional, y dentro de una gama de neumáticos especiales para la Fórmula SAE, el neumático seleccionado para el monoplaza es el modelo 20.5 x 6.0-13 de la marca Hoosier Racing Tire Corp. Las dimensiones de las ruedas son las siguientes [9]:

- Ancho de banda de rodadura:  $S_{rod} = 6 \text{ in} = 152,4 \text{ mm}$
- Ancho de la sección:  $S_{neum} = 7,3 \text{ in} = 185,42 \text{ mm}$
- Diámetro exterior:  $D_{ext} = 20,5 \text{ in} = 520,7 \text{ mm}$
- Diámetro llanta:  $D_{llan} = 13 \text{ in} = 330,2 \text{ mm}$
- Ancho llanta:  $S_{llan} = 6 \text{ in} = 152,4 \text{ mm}$
- Coeficiente de rodadura:  $\mu = 1,9$

Este neumático proporciona las siguientes rigideces:

- Rigidez del neumático delantero ( $k_{nd}$ ) para una carga de 79,22 kg: 136624,085 N/m
- Rigidez del neumático trasero ( $k_{nt}$ ) para una carga de 85,78kg: 135819,081 N/m

### Chasis

Este estudio se basará en un chasis diseñado por el equipo de fórmula SAE. La estructura está formada de acero por barras tubulares y con sistemas de corte, curvado y soldado típico en cualquier laboratorio universitario. [13]

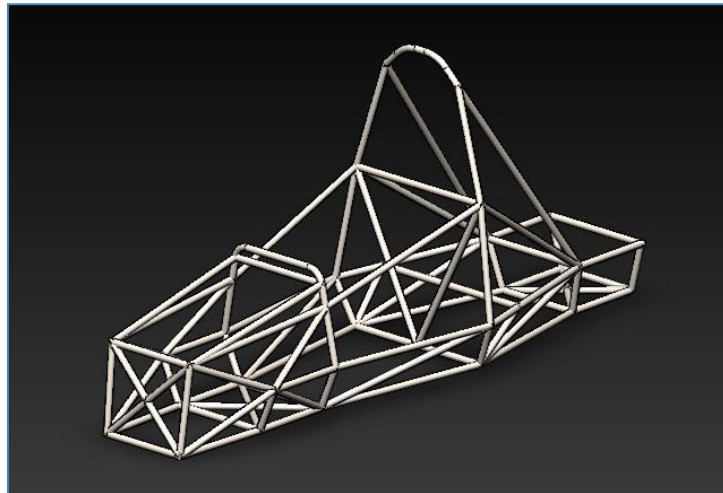


Figura 48. Chasis

### Mangueta

El cuerpo de la mangueta se compone de una estructura de chapa de acero AISI 304 recocido de 15 mm de espesor con corte por láser, lo que le da una masa de 1.358 kg.

Como se puede ver en la figura 49, posee los taladros y mecanizados necesarios para poder alojar el buje, el brazo de acoplamiento, el soporte de la pinza de freno y los rodamientos superiores e inferiores que se unirán a la suspensión.

La longitud de la mangueta, es importante porque marca la distancia entre las dos articulaciones de la rueda con la suspensión, o lo que es lo mismo la distancia entre los dos “knuckle”.

Esta distancia debe cumplir dos condiciones. Primero que sea suficientemente pequeña como para que permita alojar la pieza (especialmente la articulación superior) en el interior de la

llanta, y así desplazarla hacia el exterior, con el objetivo de reducir la longitud de mangueta y el “scrub radius” con un ángulo de salida pequeño y que ambas articulaciones con los brazos de suspensión estén tan separadas entre sí como permita el espacio disponible, para reducir en lo posible las cargas sobre los brazos de la suspensión.

La longitud de la mangueta será 150mm. [14]

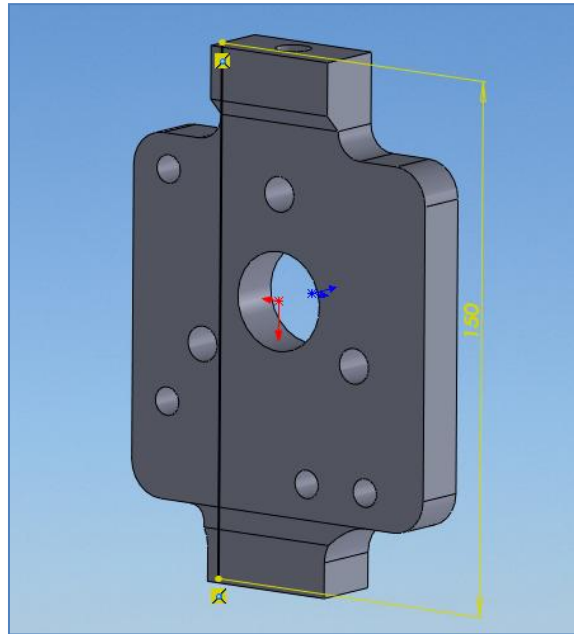


Figura 49. Mangueta

Para saber la distancia total en las dos articulaciones hay que sumarle la distancia que ocupa la rosca de los tornillos de la rótula, que son 7 mm por cada rosca. Con la que se obtiene una distancia total de 164 mm.

#### 4.6. Geometría de la suspensión

Tenidos en cuenta los parámetros seleccionados anteriormente. Se procede a la selección del tipo de geometría del sistema de suspensión del vehículo. El sistema de suspensión seleccionado será el sistema independiente de brazos triangulares superpuestos, tanto para el eje delantero como para el eje trasero.

Este tipo de sistema tiene la ventaja que otorga una gran flexibilidad a la hora de elegir los parámetros que se considere. Por ese motivo es el tipo de suspensión que suelen utilizar la gran mayoría de equipos Fórmula SAE.

Dentro de este sistema de suspensión se pueden elegir tres tipos de geometría:

- Dobles triángulos de igual longitud.
- Brazo inferior más largo que el superior.
- Brazo superior más largo que el inferior (no se puede usar por falta de agarre)

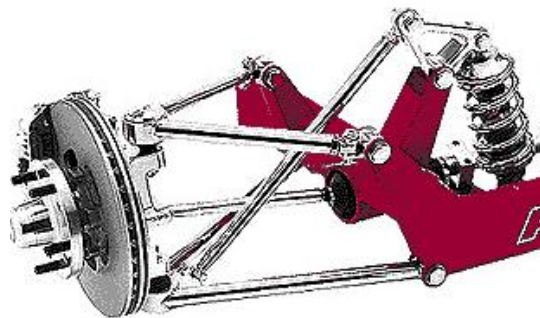


Los brazos de igual longitud otorgan al coche un centro de balanceo próximo al suelo, y la rigidez de sus brazos evitan la deflexión bajo los esfuerzos del paso por curva, también provee al piloto de un gran control de la dirección. Por otra parte al no tener una ganancia negativa, su poder de agarre es menor.

Si se usa una geometría donde el brazo inferior es más largo que el brazo superior, se dota al coche de una ganancia de caída negativa mientras la rueda se comprime, compensando la ganancia de caída positiva provocada por el balanceo. Esto se debe al movimiento de la articulación superior de la mangueta, al ser más corto el brazo superior se mueve más rápido que el brazo inferior más largo.

Para este diseño se ha seleccionado un sistema de suspensión de brazo inferior más largo que el brazo superior para poder tener una ganancia negativa, con esta disposición se disminuye la caída negativa en extensión, y se incrementa en compresión beneficiando así el cambio de caída relativo en curva.

Para la colocación del amortiguador y el resorte se ha decidido seleccionar el sistema push-rod, ya que otorga una mayor resistencia a esfuerzos y mejor resistencia a impactos. También facilita la accesibilidad a los elementos de la suspensión. Este sistema estará dotado de un brazo de empuje fijado en el triángulo inferior mediante una rótula, que accionara el amortiguador mediante un balancín. Un ejemplo del sistema utilizado es el mostrado en la figura 50.



*Figura 50. Sistema Push-Rod*

#### 4.7. Centro de balanceo

Es un punto fundamental, en él se aplicará el par de fuerzas de las masas suspendidas y no suspendidas, además será el punto respecto al cual girará la masa suspendida al balancear.

Dependiendo de la posición del centro de balanceo, mayor o menor será el momento de balanceo. Cuanto más alto respecto del suelo se encuentre el centro de balanceo, menor será el momento de balanceo sobre él.

Normalmente en coches de competición el centro de balanceo suele estar entre 25,4 mm y 50,8 mm del suelo.

El método para calcular el centro de balanceo es mediante los brazos de la suspensión, una vez calculada la longitud de los brazos y su posición respecto a un plano frontal como se ve en la figura 51, se proyectan los brazos hasta un punto donde se cruzan, ese punto será el centro instantáneo de rotación (IC). A partir del centro instantáneo de rotación se proyecta otro eje hasta el punto de contacto de la rueda, en este caso será a 600 mm ya que se tiene un ancho de vía de 1200mm, donde dicho eje corta con el eje vertical del centro de gravedad del coche es donde se encontrará el centro de balanceo.

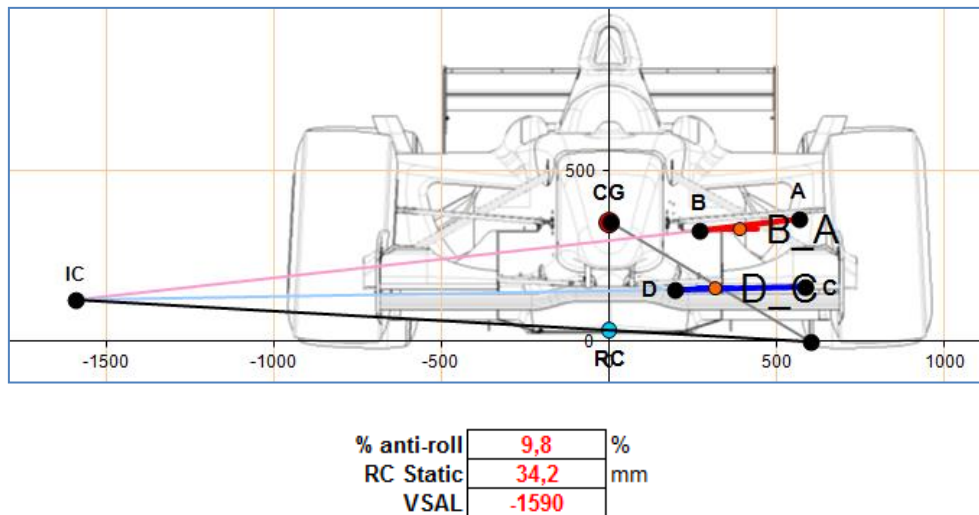


Figura 51. Localización del centro de balanceo

Teniendo en cuenta los anclajes de los brazos al chasis, la longitud de los brazos desde una vista frontal son las siguientes:

- Eje delantero:
  - Brazo superior: 297,76 mm
  - Brazo inferior: 390,05 mm
- Eje trasero:
  - Brazo superior: 346,72 mm
  - Brazo inferior: 417,05 mm

Para esta longitud de brazo se obtiene que el centro instantáneo de rotación se encuentre a 1590 mm de eje vertical del centro de gravedad del vehículo, y el centro de balanceo a 34,2 mm del suelo.

#### 4.8. Ángulo de salida

El siguiente paso será calcular el ángulo de salida, o lo que es lo mismo el ángulo que tendrán los puntos de unión de la mangueta con los brazos ("knuckle"). Estos puntos de unión estarán unidos mediante unas rótulas. Debido a que la mangueta estará alojada en el interior de la llanta es importante tener en cuenta que las rótulas no entren en contacto en ningún momento con la llanta, por ese motivo tendrán un ángulo máximo de movimiento. El ángulo

aumentará dependiendo de la situación de la mangueta, cuanto más en el interior de la llanta esté alojada menor será dicho ángulo.

Con la longitud de brazo seleccionada y los puntos de unión de la mangueta, en la figura 52 se muestra que el ángulo formado por dichos puntos es de  $6^\circ$ , ángulo de salida.

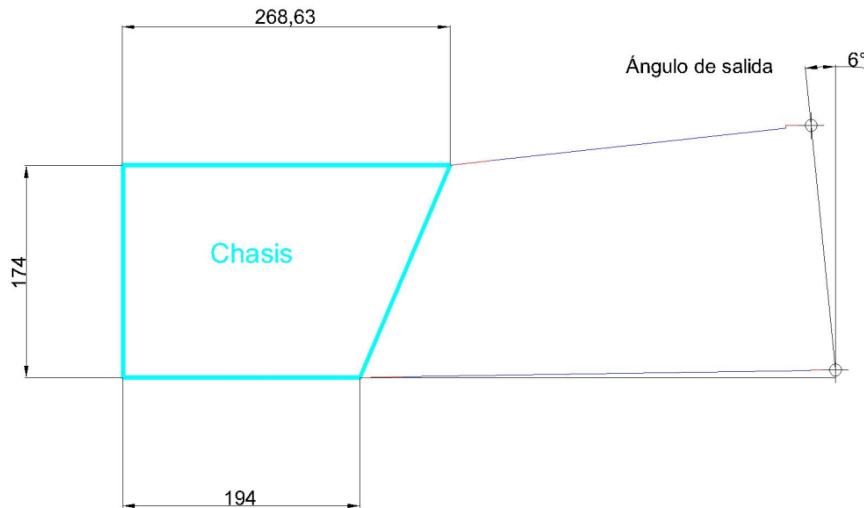


Figura 52. Cálculo del ángulo de salida

#### 4.9. Ángulo de avance

Debido a que el sistema de suspensión seleccionado consta de una barra de empuje, no dispondremos de un ángulo de avance, ya que vendrá determinado por la inclinación de dicha barra que será calculada posteriormente.

#### 4.10. Adherencia de los neumáticos

Un coche de competición debe ser capaz de acelerar, frenar, cambiar rápidamente de dirección y virar perdiendo la menor velocidad posible. Para transmitir y resistir contra el suelo todas las fuerzas que actúan sobre el vehículo, depende de la adherencia de los neumáticos. [5]

La adherencia viene influenciada principalmente por dos factores:

- El peso vertical que recae sobre el neumático.
- Los distintos tipos de pavimento (su rugosidad), también influye las condiciones (seco húmedo) de este.
- El tipo de goma del neumático.

Para calcular la adherencia del neumático se utiliza la siguiente fórmula:

$$A = P \cdot \mu$$

Donde, P es el peso que recae sobre el neumático y  $\mu$  es el coeficiente de fricción.

Sabiendo que el coeficiente de fricción de los neumáticos seleccionados es 1,9 y con las cargas analizadas en apartados anteriores se calcula la adherencia de los neumáticos para cada eje.

- Eje delantero:

$$A = (m_{sd} + m_{nsd}) \cdot \mu = (79,22 + 13)kg \cdot 1,9 = 175,218 kg$$

- Eje trasero:

$$A = (m_{st} + m_{nst}) \cdot \mu = (85,78 + 16)kg \cdot 1,9 = 193,382 kg$$

#### 4.11. Convergencia

La convergencia o divergencia es un factor que viene determinado principalmente por la dirección del vehículo. Según los cálculos realizados por el equipo el ángulo de convergencia debe ser de  $17,01^\circ$ . [14]

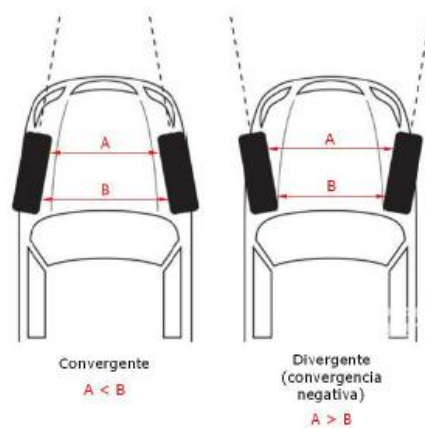


Figura 53. Convergencia

#### 4.12. Ángulo de caída

El siguiente parámetro a determinar es el más importante para el agarre del neumático: el ángulo de caída. Interesa que la rueda esté perpendicular al asfalto cuando más se necesita el máximo agarre lateral, es decir, en curva. Hay diferentes maneras de ganar la cantidad deseada, y en la orientación más conveniente de caída. Se deberá tener en cuenta que el ángulo de avance que ya se ha determinado, y la geometría de los brazos seleccionada. Por ello, se disminuye el ángulo de caída negativa estática necesario para compensar la inevitable ganancia de caída positiva en la rueda exterior. La ganancia de caída negativa (aunque ésta en menor medida porque no recibe tanta carga, al producirse descarga por la transferencia de pesos) en la rueda interior quedará compensada por el efecto del ángulo de avance.

Con un ángulo de salida de  $6^\circ$  y la colocación entre la mangueta y la llanta [5]. El neumático tendrá un ángulo de caída de  $2^\circ$ .

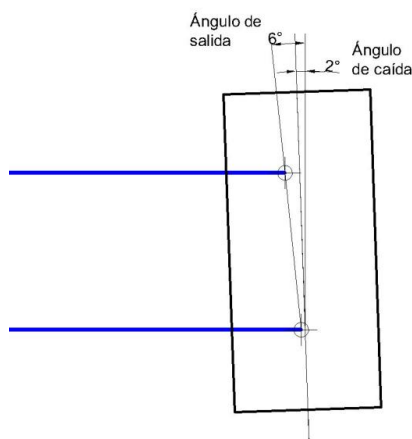


Figura 54. Cálculo del ángulo de caída

### 4.13. Conjunto muelle-amortiguador

Como se ha visto anteriormente el amortiguador es el encargado de absorber las oscilaciones producidas por el resorte para que no provoque un efecto de vaivén en el vehículo. Debido a este fenómeno es frecuente que las empresas de amortiguadores vendan como conjunto el muelle y el amortiguador, como si se tratara de una sola parte de la suspensión.

Teniendo en cuenta los cálculos realizados anteriormente en el estudio del análisis vibracional del vehículo, y cumpliendo los requisitos de la normativa en lo establecido al sistema de la suspensión, la rigidez necesaria para un buen funcionamiento de nuestro vehículo es:

- Rigidez del eje delantero:  $K_{rd} = 26798,213 \text{ N/m}$
- Rigidez del eje trasero:  $K_{rt} = 26296,931 \text{ N/m}$

También se ha calculado en el apartado 4.2, el recorrido establecido por nuestro amortiguador:

	Eje delantero	Eje trasero
<b>Extensión</b>	29 mm	32 mm
<b>Compresión</b>	43 mm	52 mm

Según los parámetros anteriores, se opta por utilizar los amortiguadores usados normalmente para bicicletas de montaña de descenso. Estos amortiguadores son muy resistentes, ya que han sido diseñados para el uso en zonas elevadamente bacheadas, también permiten el ajuste de su carrera de extensión y compresión para poder mejorar su funcionamiento.

Dentro de este tipo de amortiguadores existen todo tipo de gamas que oscilan entre diferentes precios de lo más dispares. Por ese motivo habrá que seleccionar un amortiguador que se ajuste a los cálculos, pero también que no suponga una elevada carga económica para el equipo.



Figura 55. Conjunto amortiguador-resorte Fox Racing Shox VAN RC Factory

El conjunto amortiguador-resorte seleccionado es Fox Racing Shox VAN RC Factory 200x57mm, con las siguientes características [15]:

<b>Sistema de resorte</b>	Muelle de acero 12 Espiras Dureza 550 lbs
<b>Absorción</b>	Ajustabilidad: Pretensado de muelle, etapa de presión, grado de tracción
<b>Amortiguador</b>	Distancia de ojo a ojo 200 mm Carrera 57 mm
<b>Precio</b>	395 €

Para este tipo de amortiguador el fabricante aconseja una regulación del hundimiento, según la siguiente tabla:

Valores recomendados de amortiguación neumática	
Recorrido del amortiguador en mm	Hundimiento (mm)
38,1	9,5
50,8	12,7
57,1	14,2
63,5	15,7
69,8	17,5
76,2	19,0

## 4.14. Diseño de piezas

En este apartado se diseñarán las piezas y seleccionarán los materiales para el sistema de suspensión, teniendo en cuenta los cálculos realizados en apartados anteriores. También se utilizan las medidas de las piezas del coche ya diseñadas como son el chasis y la mangueta.

Para el proceso del diseño se utilizan dos programas de diseño asistido por ordenador:

- Autocad: Su uso será exclusivamente para planos en dos dimensiones a la hora de tomar medidas.
- Solidworks: Con este programa se diseñan las piezas en tres dimensiones y posteriormente se realizan sus ensambles. También se realizarán los planos de las piezas, adjuntados en los anexos.

### 4.14.1. Brazos de la suspensión

Como se ha comentado anteriormente la geometría del sistema de suspensión estará formada por triángulos superpuestos. Cada triángulo estará formado por dos barras tubulares huecas de 14 mm de diámetro y 2 mm de espesor de acero asi304, estas barras estarán cortadas con un ángulo específico en sus extremos, para poder unirlos mediante un cordón de soldadura a un prisma hueco de 14x14 mm, del mismo material que las barras.

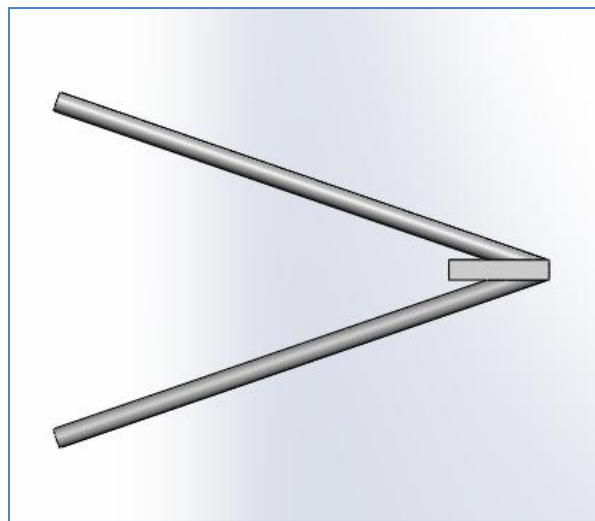
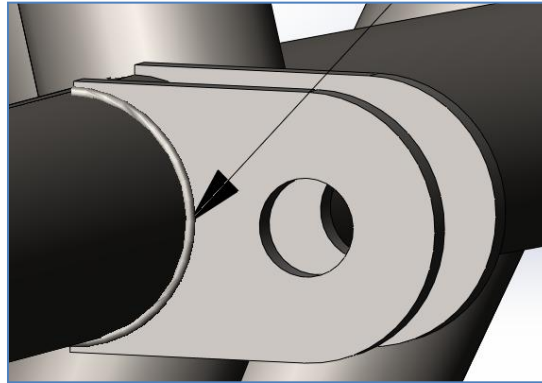


Figura 56. Triángulo de la suspensión

Teniendo en cuenta los cálculos realizados anteriormente, para hallar el centro de balanceo y los ángulos de la dirección. Las dimensiones de las barras para cada eje y triángulo serán las siguientes:

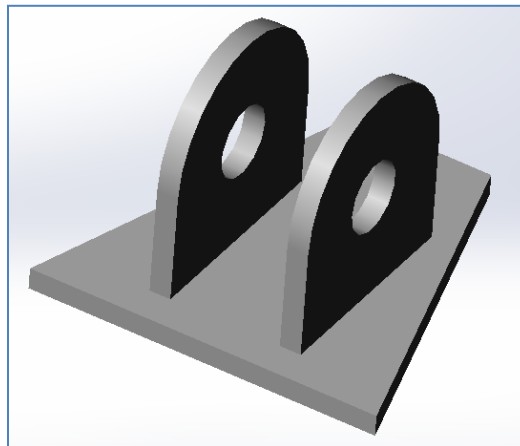
- Eje delantero:
  - Barras triángulo superior: 257,4 mm
  - Barras triángulo inferior: 353 mm
- Eje trasero:
  - Barras triángulo superior: 310,14 mm
  - Barras triángulo inferior: 361,6 mm

Para poder unir los brazos de la suspensión al chasis, se diseñan dos anclajes, como los de la figura 57, que irán soldadas al chasis. El anclaje estará moldeado a partir de una chapa de acero de 3 mm de espesor; por uno de sus extremos se le hará un corte circular de 12,7 mm de radio que se soldara a los tubos del chasis. En el otro extremo se adaptara a la forma de la rótula para que no impida sus movimiento, irá unida a la rótula por un tornillo de 10 mm de diámetro.



*Figura 57. Anclajes de unión chasis-brazos*

Como la geometría va a ser del tipo push-rod, el triángulo inferior de los dos ejes deberá tener un sistema para poder anclar la barra de empuje. Para ello se ha diseñado una pieza que constara de tres partes, dos partes iguales y paralelas de parecidas características al anclaje con el chasis, como se puede ver en la figura 58, y la parte inferior con forma de trapecio (3mm de espesor), que se acoplara al ángulo del triángulo inferior de la suspensión. La cara con trapezoidal irá soldada al prisma de unión del triángulo inferior.



*Figura 58. Unión barra de empuje-triángulo inferior*

Debido a que los brazos de suspensión necesitan disponer de cierto grado de movimiento, irán unidos a los anclajes de chasis y de la mangueta por unas rótulas. Estas rótulas serán compradas a una empresa especializada, ya que la fabricación de ellas sería muy costosa. La fábrica de las rótulas proporciona la pieza en formato Solidworks para poder trabajar con ella. El vástago de la rótula será 10 mm de diámetro que irá roscado a las barras tubulares de 14 mm de diámetro y 2 de espesor.



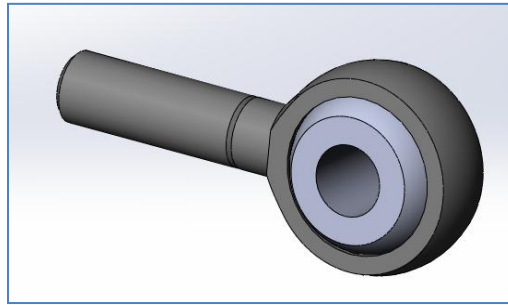


Figura 59. Rótula

Una vez diseñadas todas las piezas de los brazos de la suspensión, el ensamblaje con el chasis queda del siguiente modo:

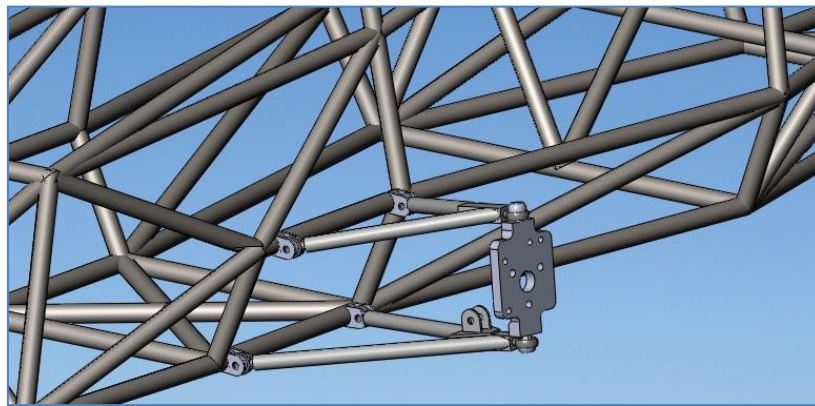


Figura 60. Ensamblaje del chasis con los brazos de la suspensión delantera y la mangueta

En los anexos se pueden ver los planos de las piezas y los ensamblajes, para poder realizar el montaje adecuado.

#### 4.14.2. Barra de empuje

Debido al diseño seleccionado, se deberá diseñar la barra de empuje dependiendo de la situación del balancín. El tipo de barra será igual que las barras de los trapecios de la suspensión, es decir de 14 mm de diámetro, 2 mm de espesor y de acero aisi304. [16]

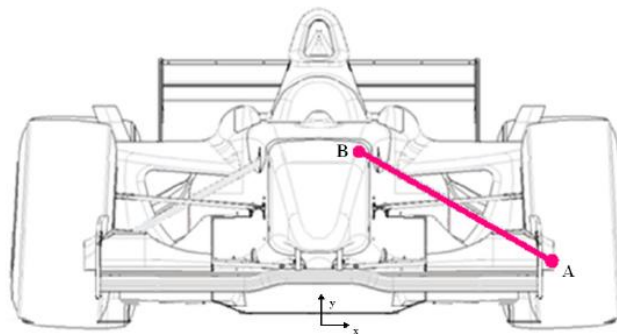


Figura 61. Esquema de la barra de empuje

En la figura 61 se muestra un esquema orientativo de la barra de empuje, donde el punto A irá unido a los brazos del trapecio inferior y el punto B irá unido al balancín que accionará el amortiguador.

La longitud de la barra de empuje, teniendo en cuenta la distancia de la rótula, es la siguiente:

- Eje delantero: 224 mm con un ángulo  $38^\circ$  respecto el eje horizontal del vehículo.
- Eje trasero: 270 mm con un ángulo  $34^\circ$  respecto el eje horizontal del vehículo.

#### 4.14.3. Balancín

Conocido el ángulo de caída, es decir, el ángulo concreto que tendrá la rueda con un desplazamiento de la rueda determinado. Con estos datos se puede calcular el ángulo de giro del balancín.

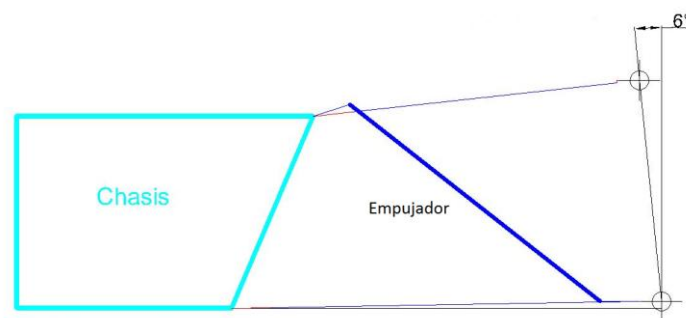


Figura 62. Esquema de la suspensión delantera

Ya que los amortiguadores escogidos tienen por estándar un resorte de 550 lbs-pulg para conseguir el recorrido deseado se debe construir un balancín que transfiera el movimiento de la rueda hacia el conjunto resorte-amortiguador de tal manera que se obtenga el recorrido estipulado en el reglamento.

Una vez establecido el punto de unión con el chasis, el balancín debe constar de cuatro puntos de unión. El punto A será el punto donde actuará la barra de empuje, en el punto B irá anclado el pistón del amortiguador, el punto C será el punto fijado en el chasis a partir de donde el balancín girará y el punto D servirá para anclar la barra antibalanceo.

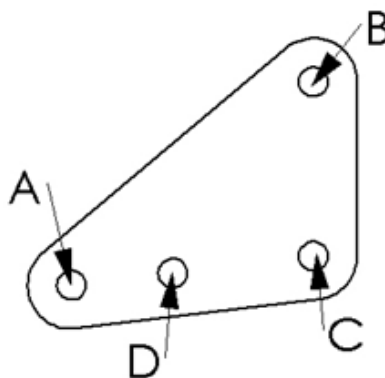


Figura 63. Diseño de los puntos de anclaje del balancín

Teniendo en cuenta las restricciones de la normativa respecto al movimiento de compresión y extensión del amortiguador, y la necesidad de tener cuatro puntos de anclaje, se procede a diseñar la pieza.

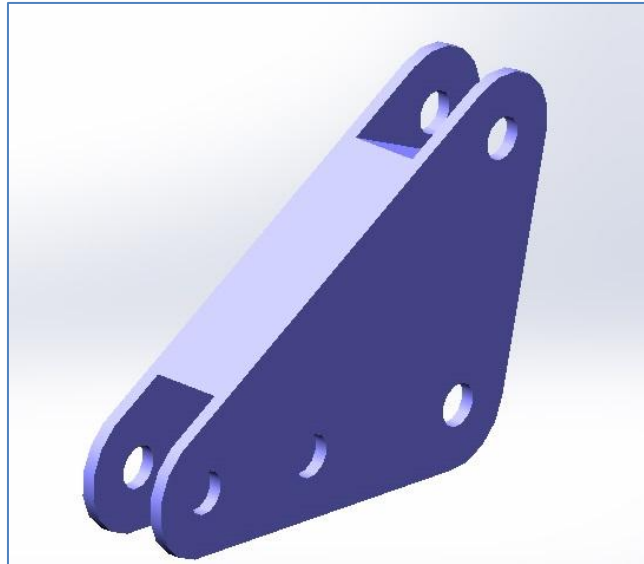


Figura 64. Diseño del balancín

Las dimensiones se muestran en la figura 65.

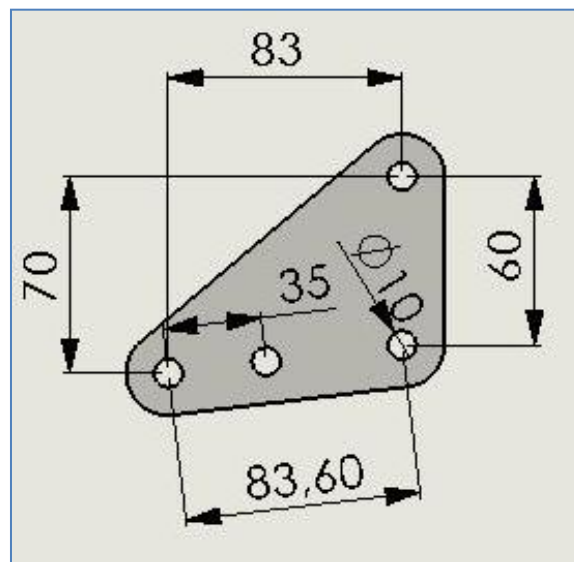


Figura 65. Cotas del balancín

El balancín proporcionará un movimiento de 0,717 mm al punto B (amortiguador) por cada milímetro que se mueva el punto A (barra de empuje). Con esta relación de movimiento se cumplen los parámetros requeridos.

El reglamento estipula que la suspensión debe tener un desplazamiento mínimo de 50,8 mm. Debido al balancín diseñado este desplazamiento mínimo se transformará en 36,5 mm de desplazamiento mínimo en el amortiguador.

#### 4.14.4. Barras antibalanceo

Para evitar el balanceo debido a los amortiguadores se diseñarán unas barras que irán ancladas a los dos balancines del mismo eje para poder compensar el movimiento de las ruedas del mismo eje.

Esas barras estarán formadas por una barra central que pasará por la parte inferior del chasis de cada eje, esa barra tendrá soldada una chapa de acero, donde se unirá mediante una rótula una barra vertical que se unirá al balancín del amortiguador.

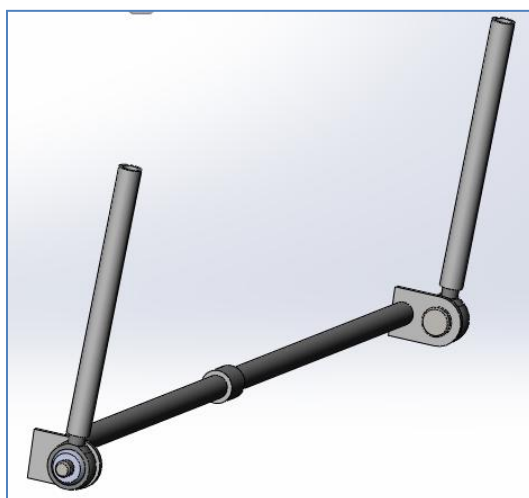


Figura 66. Diseño de la barra antibalanceo

#### 4.15. Análisis estructural

Para el análisis estructural de las piezas diseñadas se utiliza el programa Solidworks Simulation, que crea una simulación de cargas sobre las piezas para poder verificar los diseños.

Para esta simulación el material seleccionado será un acero aleado A304 de la plantilla de materiales de Solidworks con las siguientes características:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	1,9e+011	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0,29	N/D
Módulo Cortante	7,5e+010	N/m <sup>2</sup>
Densidad	8000	N/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	517017000	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	206807000	N/m <sup>2</sup>
Coef. de expansión térmica	1,8e-005	/K
Conductividad térmica	16	W/(m·K)
Calor específico	500	J/(kg·K)

Durante el estudio de cargas realizado anteriormente se analizó el coche de tres maneras:

- Estático: La masa suspendida es de 330 kg con el piloto y el combustible, y una vez hecho el reparto de masa se sabe que cada rueda del eje delantero recibe 79,22 kg y del eje trasero 85,78 kg.
- Frenada: Como estudio crítico para el eje delantero se ha seleccionado el momento de la frenada, donde la masa se incrementa por cada rueda del eje delantero 66,4 kg.
- Aceleración: Para eje trasero el momento crítico es el momento de la aceleración, donde la masa se incrementa en 10,2 kg por cada rueda del eje delantero del vehículo.

Para el estudio bajo carga se elevarán las cargas por encima de los valores estudiados para poder tener un factor de seguridad real mayor.

De los valores obtenidos en el análisis estructural, no se aceptará ningún estudio que dé un factor de seguridad inferior a 1,4.

Se procederá hacer un ensayo en estática para las diferentes piezas que componen el sistema de suspensión.

#### 4.15.1. Rótula

Las rótulas son articulaciones las cuales se usan en las uniones móviles de los sistemas de suspensión para proveer a estos de un juego controlado entre los componentes que se encuentran interactuando cuando la suspensión está en movimiento.

Para el diseño se ha optado por una rótula de la marca Inafag, el modelo Gar10-do. El fabricante ha proporcionado el diseño de la pieza en Solidworks para poder analizarla, por eso motivo se va a proceder su análisis estructural para ver si se cumple las condiciones de servicio. [18]

El caso crítico para estudio será el momento de la frenada donde el eje delantero estará sometido a una carga máxima de 145,62 kg. Para este estudio se ha decidido someter la rótula a una fuerza de 3300 N, una carga 2,3 veces superior a la carga máxima.

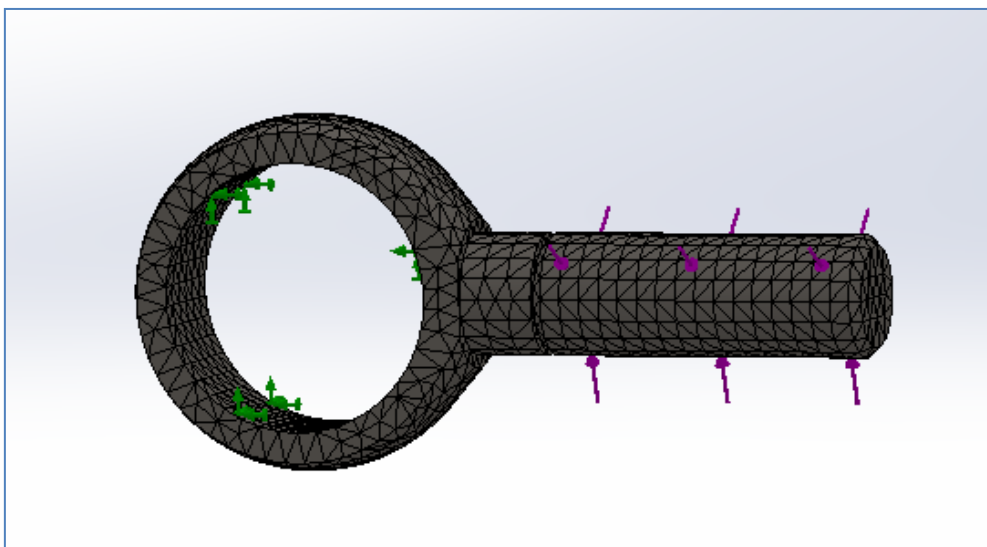


Figura 67. Rótula con aplicación de esfuerzos, ensayo estático

Se realiza un ensayo estático, después de haber aplicado las cargas y haber mallado la pieza para poder analizar sus nodos. Se estudian los resultados de distribución tensiones, deformaciones y factor de seguridad.

Este gráfico muestra la distribución de tensiones Von Mises, bajo la aplicación de las fuerzas, como se aprecia en la leyenda, el esfuerzo máximo tiene un valor de 4,5 MPa la cual no supera el límite elástico del material, 206,8 MPa.

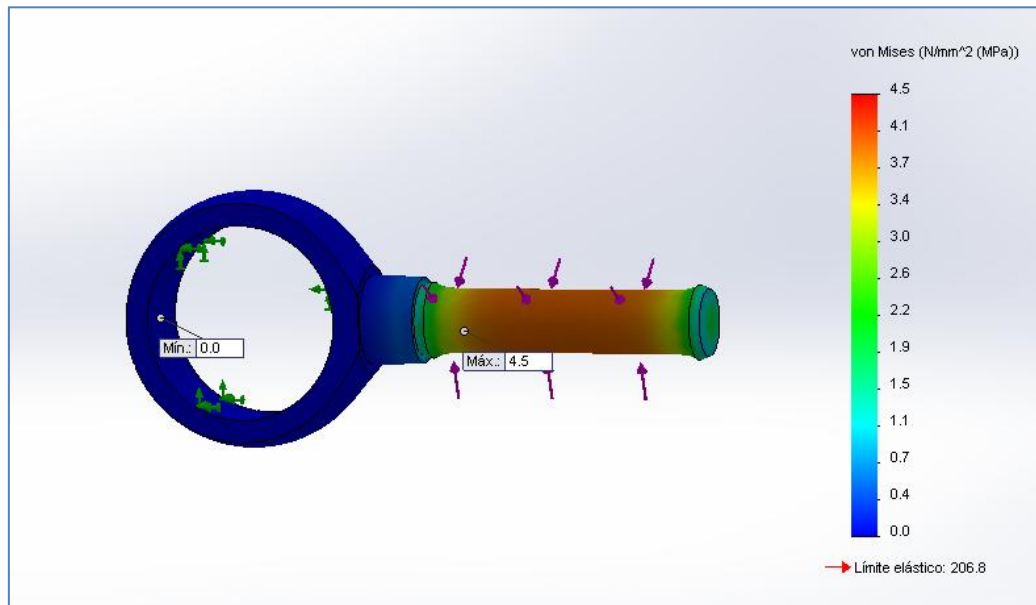


Figura 68. Distribución de tensiones von Mises de la rótula, ensayo estático

La deformación que se observa, es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en los puntos donde existe restricción obviamente el desplazamiento es nulo, se puede concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.

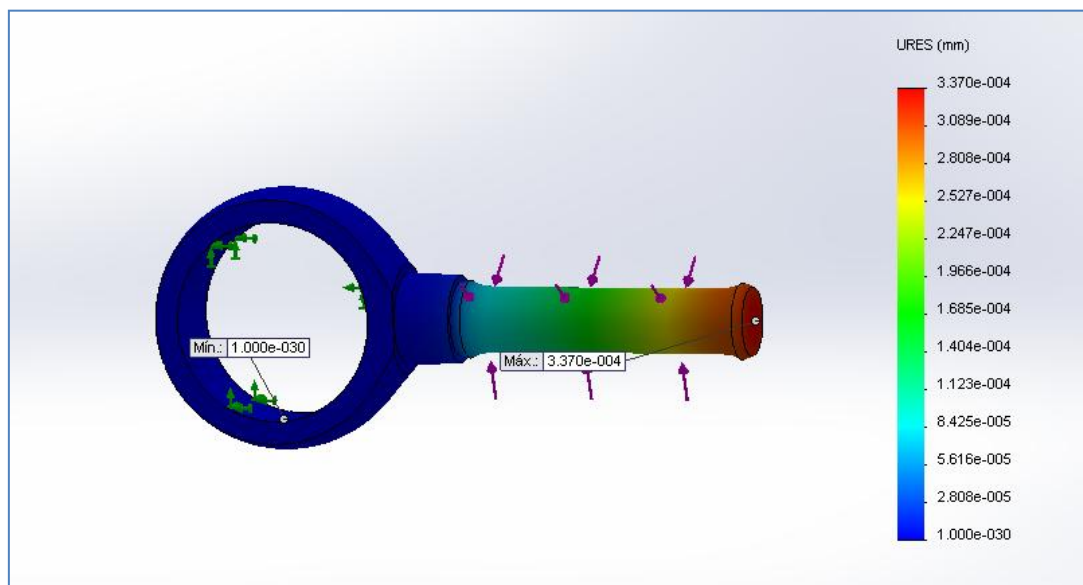


Figura 69. Estudio de deformación de la rótula, ensayo estático

Como se puede observar el factor de seguridad es elevado, por lo tanto no dará ningún problema respecto a las cargas a las que será sometida la pieza.

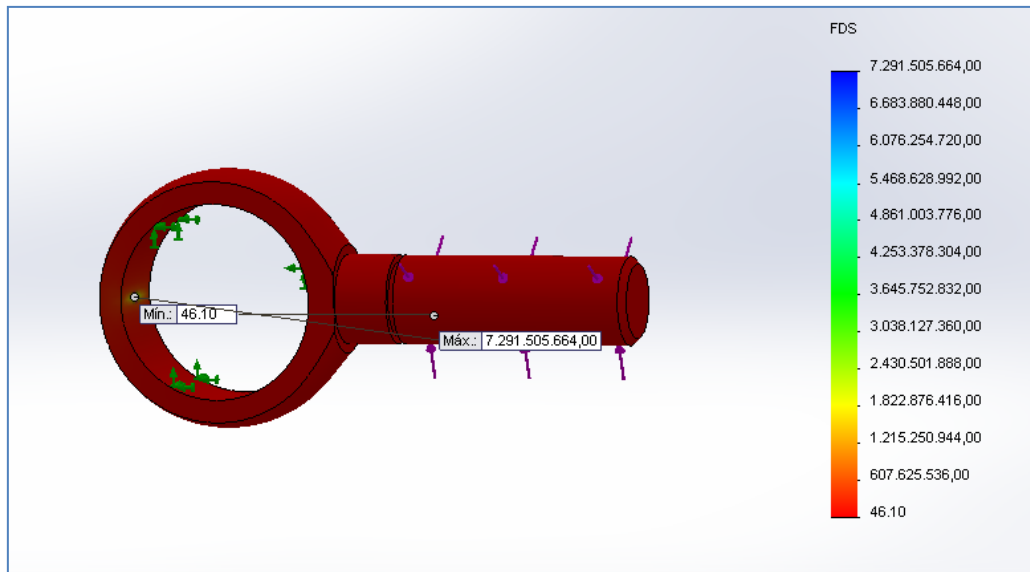


Figura 70. Estudio del factor de seguridad de la rótula, ensayo estático

#### 4.15.2. Anclaje chasis-brazos de la suspensión

La pieza diseñada para unir los brazos de la suspensión al chasis, se realizará a partir de una chapa de 3 mm de espesor, y estará unida al chasis por un cordón de soldadura a cada lado de la pieza.

Igual que en la pieza anterior la carga máxima que soportará será de 145,62 kg, durante el momento de la frenada.

Para el ensayo estático, se someterá a una unión rígida en la cara circular de 12,5 mm de radio, ya que la pieza ira unida mediante un cordón de soldadura en dicha cara, y se le aplicará una carga de 3300 N en su cara cilíndrica de 10 mm de diámetro.

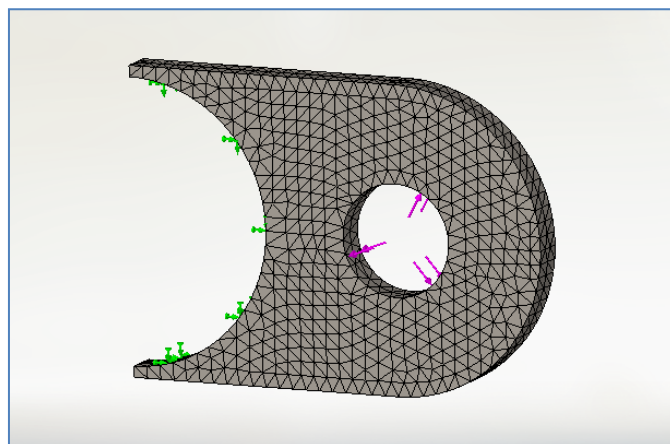


Figura 71. Anclaje chasis-brazos con aplicación de esfuerzo, ensayo estático



En la figura 72 se puede observar como la tensión máxima de Von Mises es 72,9 MPa, se encuentra en el punto donde se aplican las fuerzas, lugar donde irán acoplados los brazos, pero este valor no supera el límite elástico del material.

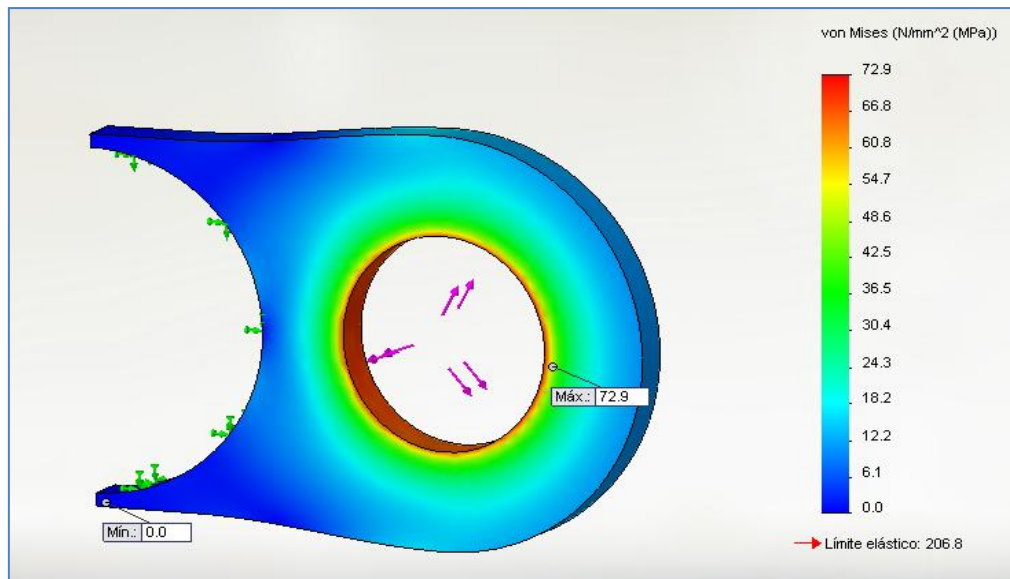


Figura 72. Distribución de tensiones von Mises del anclaje chasis-brazos, ensayo estático

Las deformaciones máximas sufridas por la pieza equivalen a un 0,0671 % del espesor de la chapa.

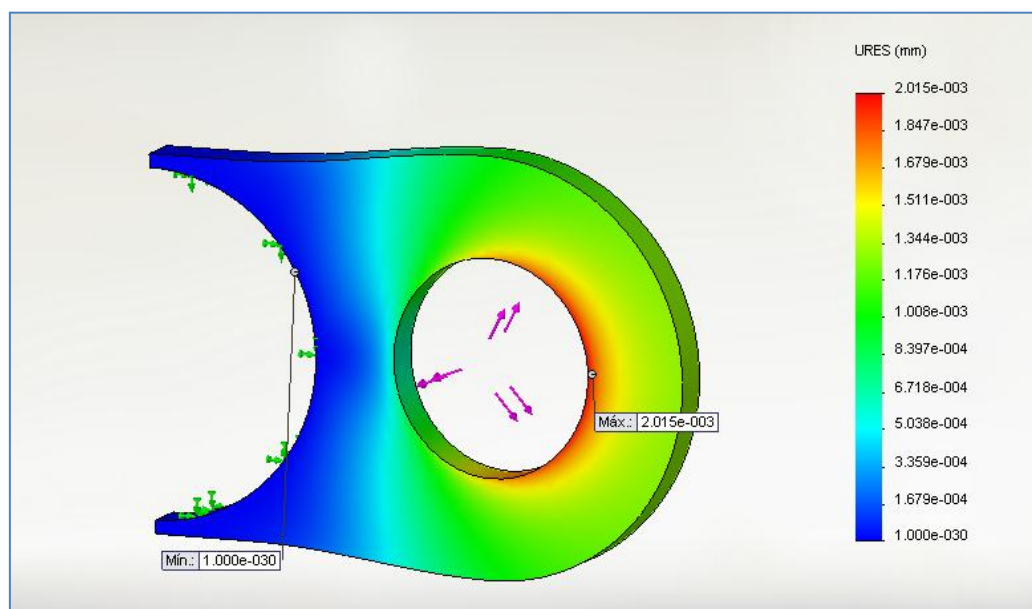


Figura 73. Estudio de deformaciones del anclaje chasis-brazos, ensayo estático

Con este nivel de carga que es muy superior al que sufrirá realmente la pieza, además de que el anclaje estará compuesto por dos piezas, el análisis da un factor de seguridad mínimo de 2,84.



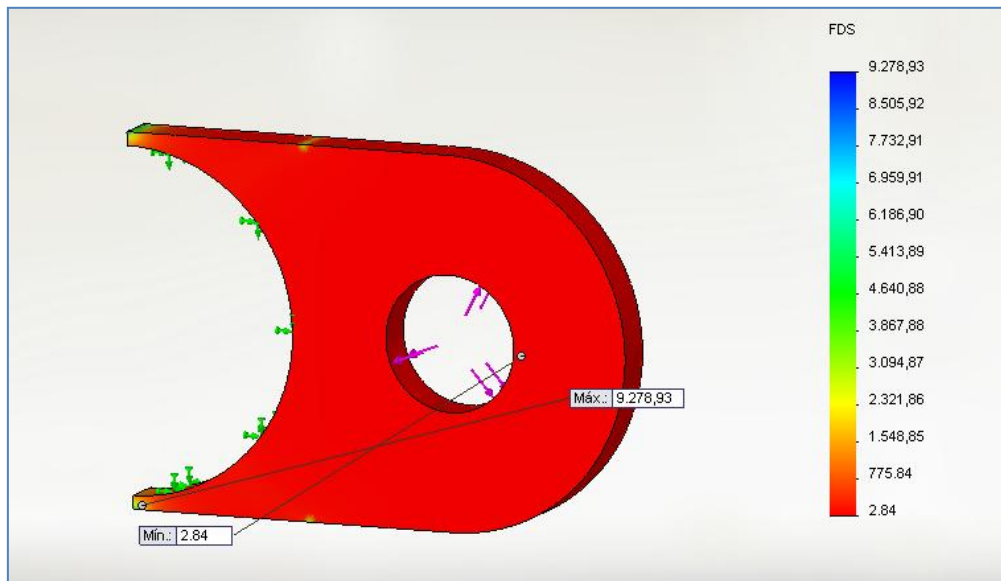


Figura 74. Estudio del factor de seguridad del anclaje chasis-brazos, ensayo estático

#### 4.15.3. Balancín

El balancín es una pieza sometida a los esfuerzos recibidos por la barra de empuje y la barra antibalanceo. También tiene dos tipos de uniones, una flexible (el amortiguador) y otra de tipo bisagra, unida al chasis.

Para el ensayo estático, se aplicará al balancín una carga 3300 N que representará el esfuerzo producido por una irregularidad en el terreno que se transmitirá al balancín mediante la barra de empuje, y un esfuerzo de 550 lbs/in producido por el amortiguador de la otra rueda del mismo eje oponiéndose al movimiento, transmitido por la barra antibalanceo.

Los resultados obtenidos del estudio de tensiones a Von Mises, son favorables ya que la tensión máxima es 126 MPa menor que su límite elástico.

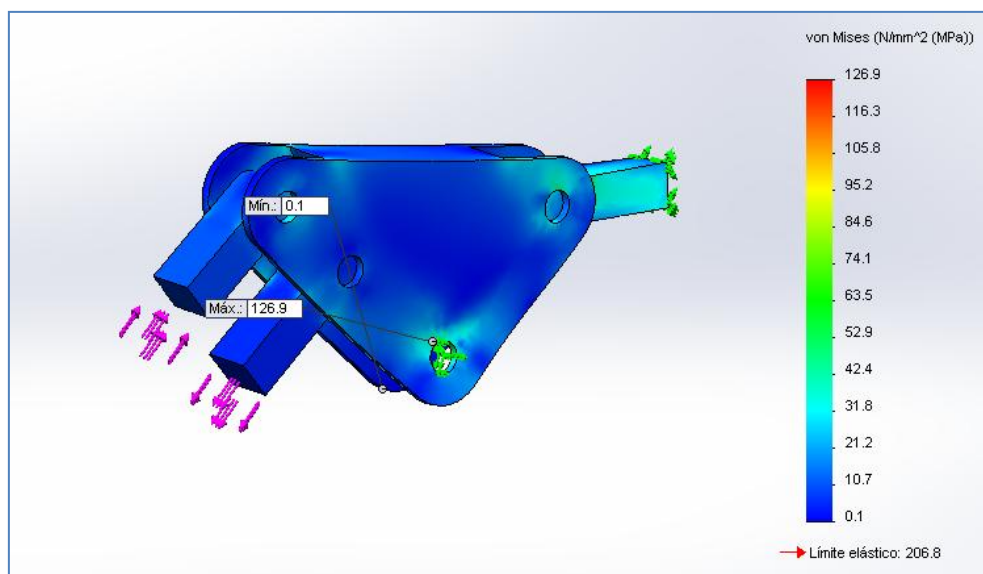


Figura 75. Distribución de tensiones von Mises del balancín, ensayo estático

Como se puede ver en la figura 76, el desplazamiento máximo se observa en los puntos donde se aplica la fuerza. En los puntos donde existe restricción obviamente el desplazamiento es nulo, se puede concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.

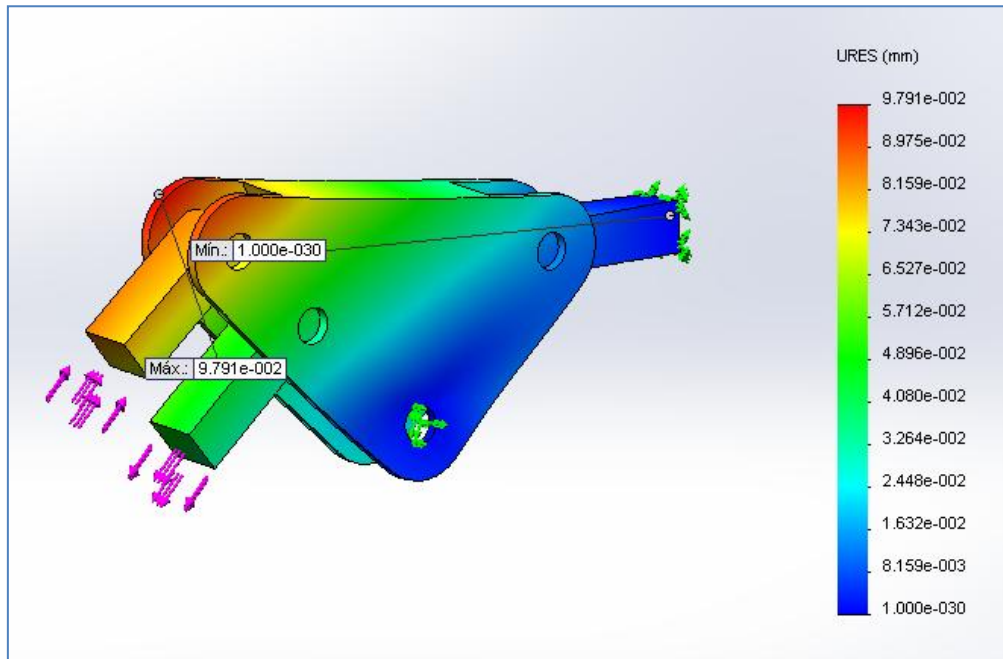


Figura 76. Estudio de la deformación del balancín, ensayo estático

El factor de seguridad es inferior a los obtenidos en los estudios anteriores pero es superior a 1,4, el valor mínimo de factor de seguridad para nuestro vehículo.

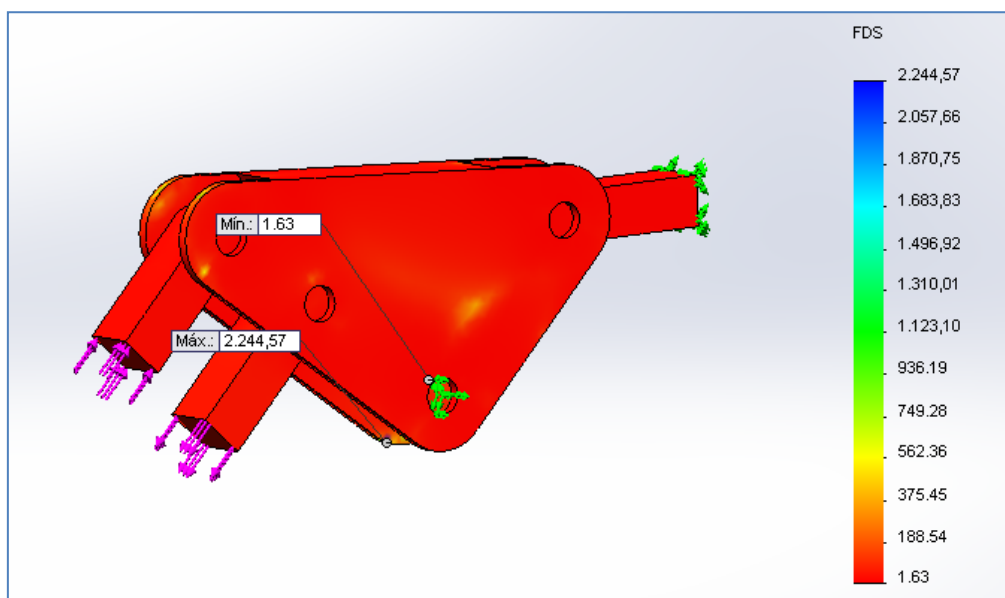


Figura 77. Estudio del factor de seguridad del balancín, ensayo estático

#### 4.15.4. Barra de empuje

Para el estudio de la barra de empuje se utilizará la barra trasera que es de mayor longitud y tiene mayor probabilidad de sufrir pandeo.

Para el ensayo estático se someterá la barra de empuje a una carga de 3300 N, que representará el esfuerzo producido por una irregularidad del terreno, y estará unido al vehículo por una unión flexible de 550 lbs/in, que representa la unión del balancín.

El estudio de tensiones da un valor máximo de 47,1 MPa en el punto donde se aplica la carga, como podemos observar en la figura 80. El límite elástico es muy superior al valor máximo.

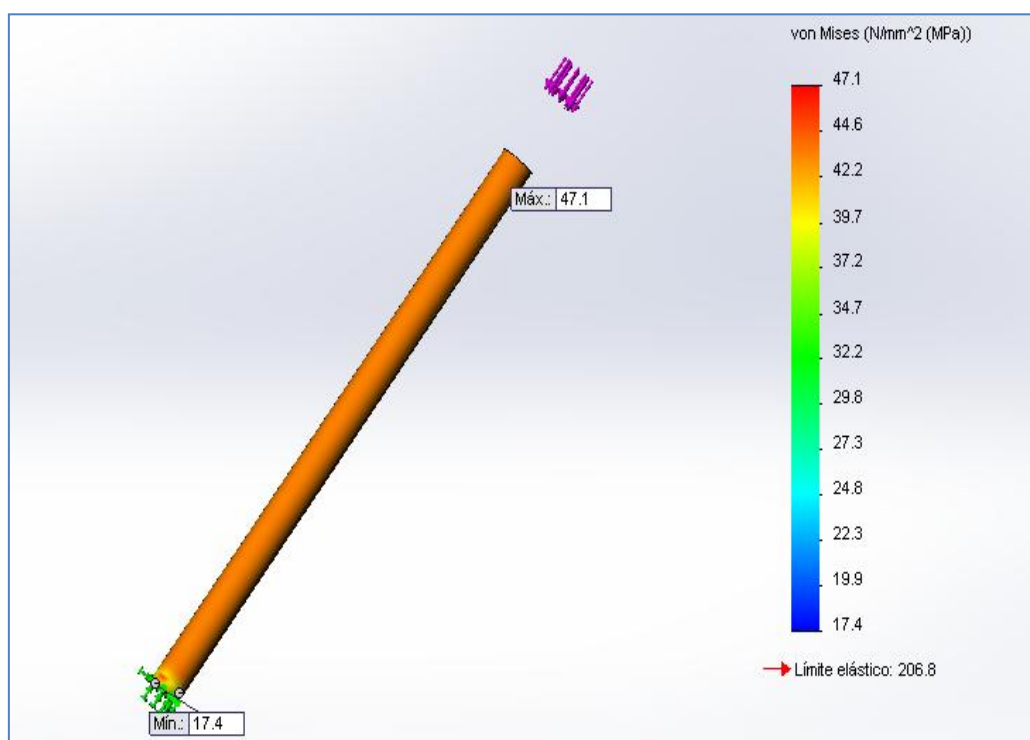


Figura 78. Distribución de tensiones von Mises de la barra de empuje, ensayo estático

Como se puede observar en la figura 79, no existe pandeo ya que la deformación máxima es muy inferior a su espesor mínimo. En el punto donde están restringidos los movimientos las deformaciones son mínimas.

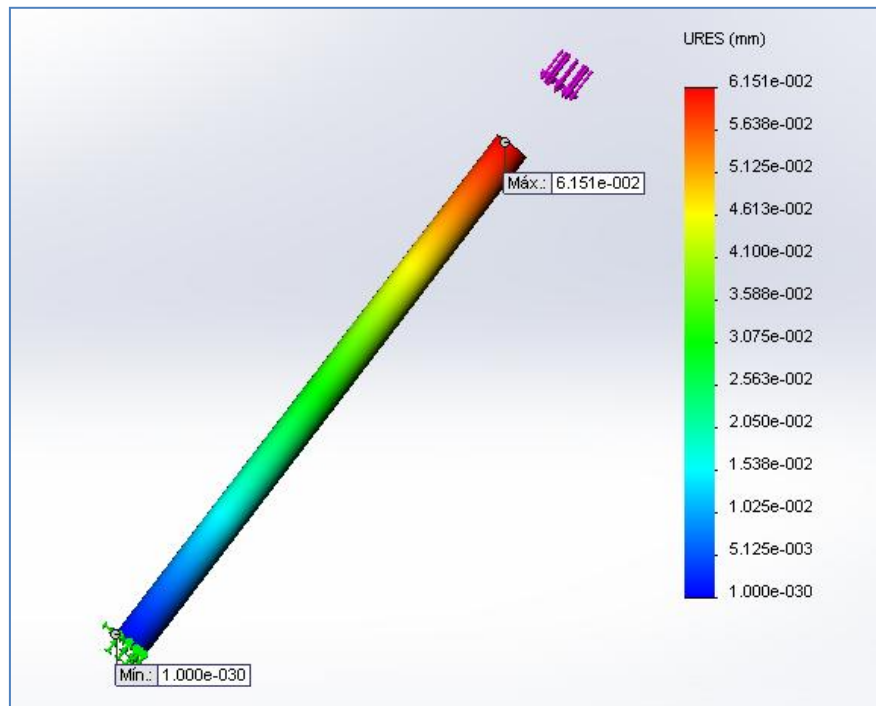


Figura 79. Estudio de deformación de la barra de empuje, ensayo estático.

A pesar de la elevada carga utilizada durante el estudio, se obtiene un factor de seguridad de 4,39. Que es un elevado rango de seguridad para la barra de empuje que será la encargada de transmitir las oscilaciones del asfalto al amortiguador.

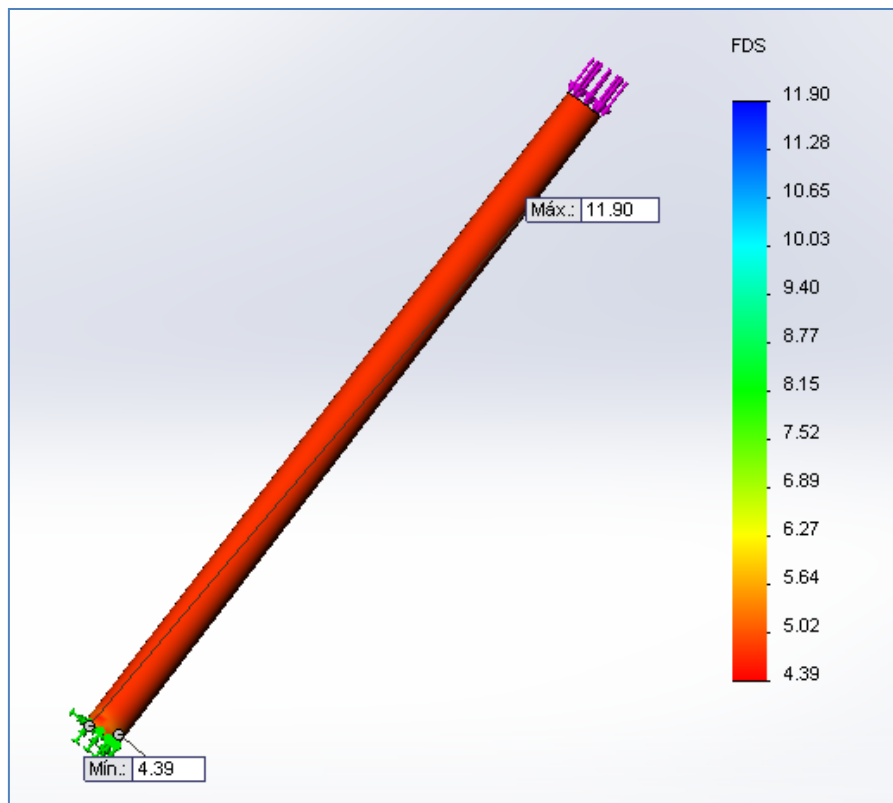


Figura 80. Estudio del factor de seguridad de la barra de empuje, ensayo estático

#### 4.15.5. Triangulo inferior

Para el estudio estructural del brazos de la suspensión se ha optado por estudiar el triangulo inferior, ya que es el triangulo que más esfuerzos soporta y mayor longitud tienen sus barras. De este modo se podrá saber la resistencia de los brazos.

Se realizará un estudio estático colocando las uniones móviles (rótulas) como el punto fijo y como puntos de aplicación de fuerzas se utilizará el punto de conexión a la mangueta y se aplicará una fuerza en la barra de empuje.

La fuerza aplicada por la barra de empuje será de 3300 N que representa el peso máximo del vehículo y la fuerza vertical será de 2000 N que representa las irregularidades del terreno.

Este gráfico muestra los esfuerzos de tensiones a von Mises, como se observa en la leyenda el esfuerzo máximo soportado por la suspensión es de 40,7 MPa, el límite es de 206,8 MPa.

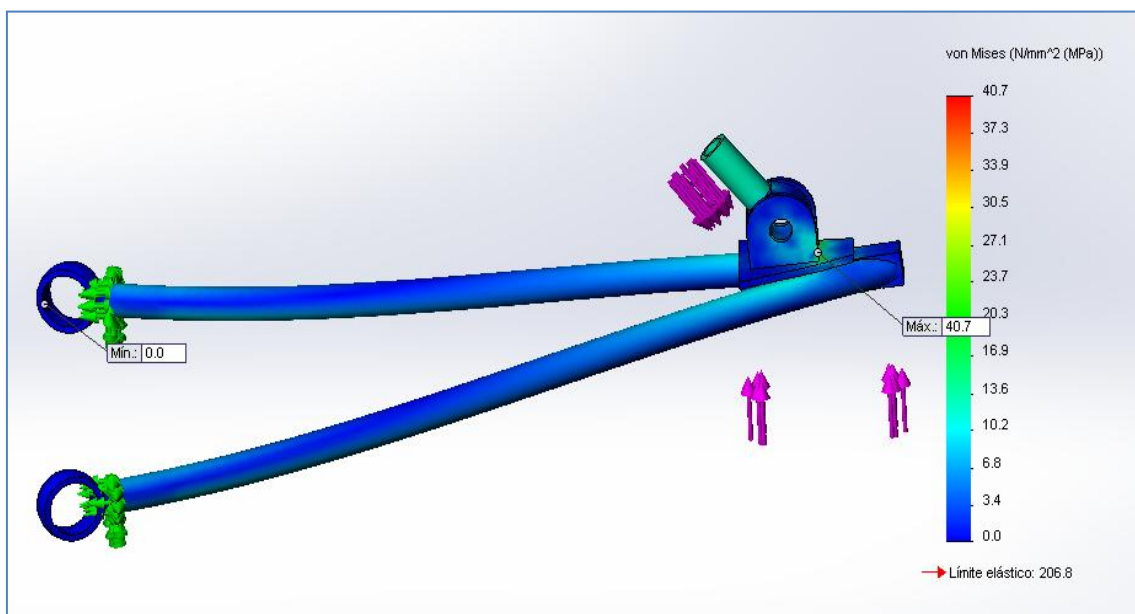


Figura 81. Distribución de tensiones von Mises del triangulo inferior, ensayo estático

La deformación máxima se encuentra en los puntos donde aplicamos las fuerzas, y es de un 10% del diámetro mínimo de la pieza. Se puede concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.

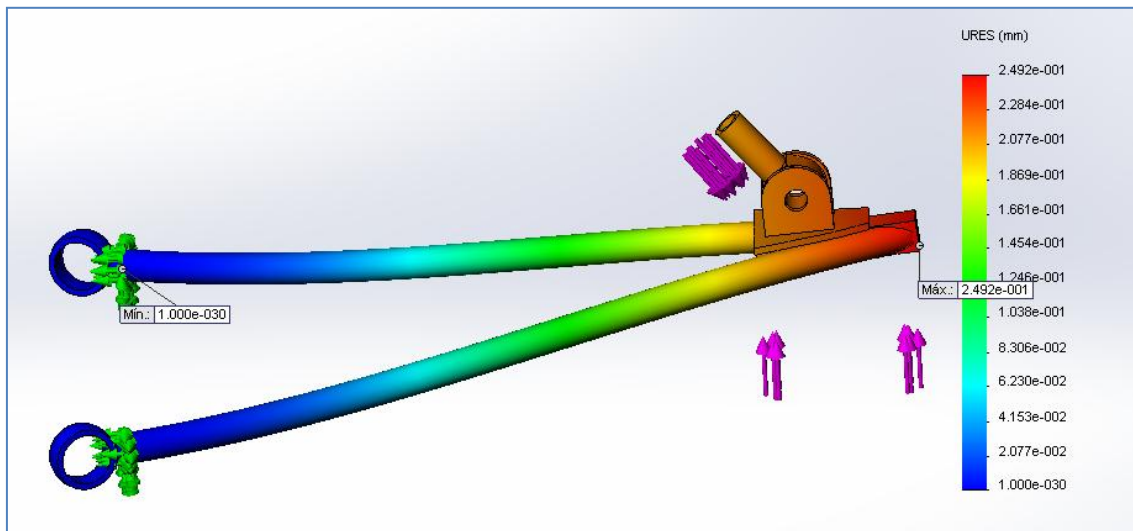


Figura 82. Estudio de la deformación del triangulo inferior, ensayo estático

Como se puede observar el esfuerzo sobre el brazo de suspensión es tolerable, el factor de seguridad de 5,08 en gran parte de la estructura según la escala de colores de la derecha.

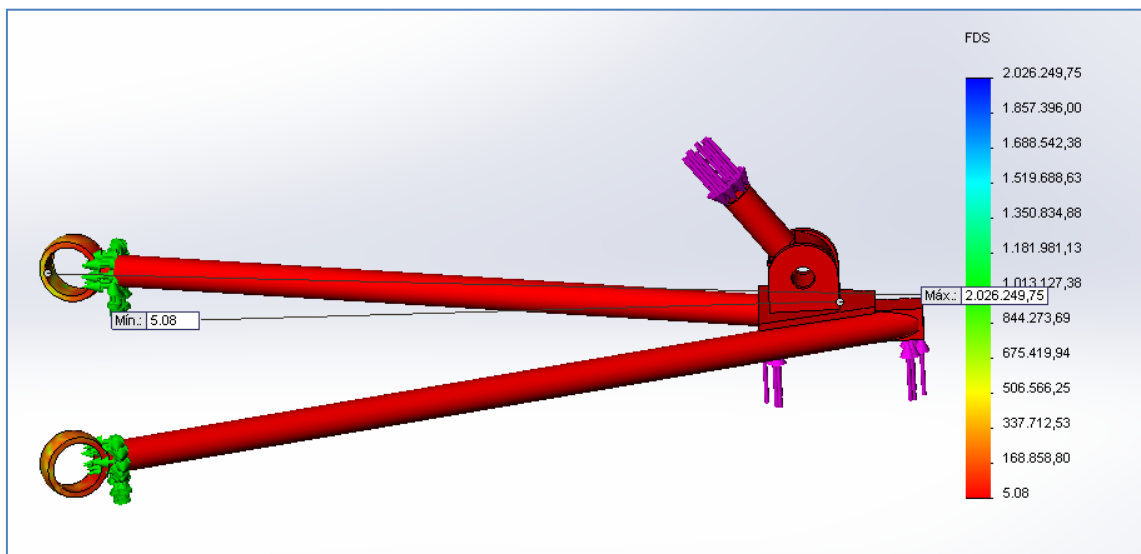


Figura 83. Estudio del factor de seguridad del triangulo inferior, ensayo estático

#### 4.16. Configuración Final

Una vez concluidos todos los cálculos y los diseños de las diferentes partes que componen un sistema de suspensión, se procederá a recopilar los principales parámetros que se van a usar para montar el sistema de suspensión, todo ello acompañado por los planos de la piezas que se adjuntan en la parte de anexos al final del proyecto.

Según la distribución de la masa suspendida el centro de gravedad del vehículo, tomando como origen el eje trasero, se encontrará en la siguiente ubicación:

Centro de Gravedad (origen eje trasero)	
Eje X	792,2 mm
Eje Y	171,75 mm

Para los neumáticos se ha seleccionado una marca especializada en esta competición.

Neumáticos Hoosier Tire Corp. 20.5x6.0-13	
Ancho de la banda de rodadura	152,4 mm
Ancho de la sección	185,42 mm
Diámetro exterior	520,7 mm
Diámetro de la llanta	330,2 mm
Ancho de la llanta	152,4 mm
Coefficiente de rodadura	1,9
Rigidez del neumático delantero	136624,085 N/m
Rigidez del neumático trasero	135819,081 N/m

Para el sistema de suspensión se ha diseñado una geometría de triángulos superpuestos. Con esta geometría la localización del centro de balanceo y la longitud de brazos obtenidos es la siguiente:

Balanceo	
Centro de balanceo	34,2 mm
C.I.R	-1590 mm

Longitud de las barras de los trapecios		
Eje delantero	Barra superior	297,76 mm
	Barra inferior	390,05 mm
Eje trasero	Barra superior	346,72 mm
	Barra inferior	417,05 mm

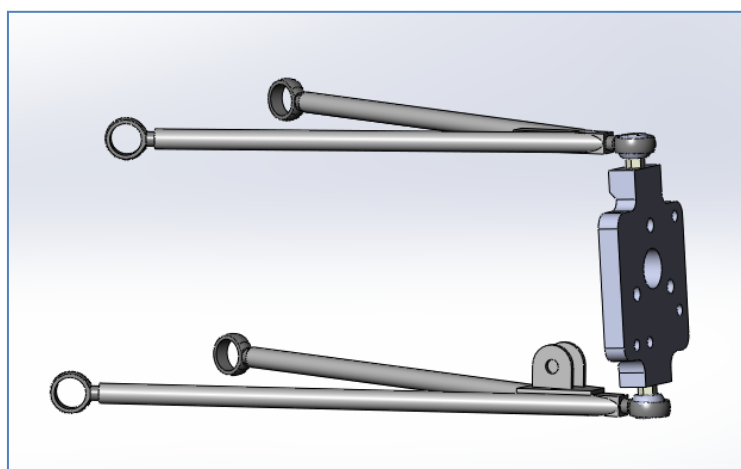


Figura 84. Diseño de la geometría de los brazos de la suspensión

Para este tipo de geometría los parámetros de la dirección son:

Parámetros de montaje de la rueda	
Ángulo de salida	6°
Ángulo de caída	2°
Convergencia	17,01°
Adherencia del neumático delantero	175,218 kg
Adherencia del neumático trasero	193,382 kg

Dentro de la geometría de triángulos superpuestos, se ha seleccionado la distribución push-rod, donde el conjunto amortiguador-resorte irá accionado por un balancín conectado al triángulo inferior de la suspensión por una barra de empuje de la siguiente longitud e inclinación.

Barra de empuje	
Delantera	224 mm 38°
Trasera	270 mm 34°

Durante la selección de resorte se calculó que los resortes debían tener una rigidez:

Resortes	
Rigidez resorte delantero	26798,213 N/m
Rigidez resorte trasero	26296,931 N/m

Con el siguiente recorrido del amortiguador:

	Eje delantero	Eje trasero
Extensión	29 mm	32 mm
Compresión	43 mm	52 mm

Con estos datos se opta por seleccionar un conjunto amortiguador-resorte del siguiente tipo:

Conjunto amortiguador-resorte Fox Racing Shox VAN RC Factory 200x57mm	
Sistema de resorte	Muelle de acero 12 Espiras Dureza 550 lbs
Absorción	Ajustabilidad: Pretensado de muelle, etapa de presión, grado de tracción
Amortiguador	Distancia de ojo a ojo 200 mm Carrera 57 mm



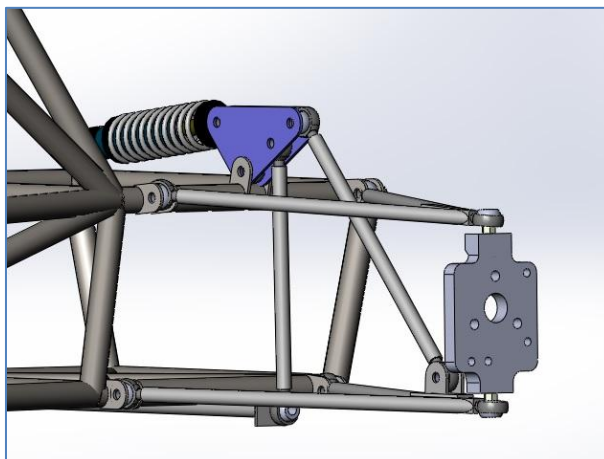


Figura 85. Ensamblaje de la suspensión trasera

También se puede observar en la figura 85 la barra antibalanceo que va acoplada al balancín de cada lado del eje. Las medidas de dichas barras se muestran en la siguiente tabla.

Barra antibalanceo		
Eje delantero	Barra vertical	166 mm
	Barra horizontal	555 mm
Eje trasero	Barra vertical	210 mm
	Barra horizontal	500 mm

Una vez diseñadas y seleccionadas todas las piezas, la configuración final queda como la mostrada en las siguientes figuras, donde se puede ver la sujeción de los amortiguadores a las barras del chasis. El amortiguador delantero quedará por encima de las piernas del piloto, y el trasero por detrás del motor y por encima de la transmisión. Por cada milímetro que se desplace la barra de empuje el amortiguador se desplazará 0,717 mm.

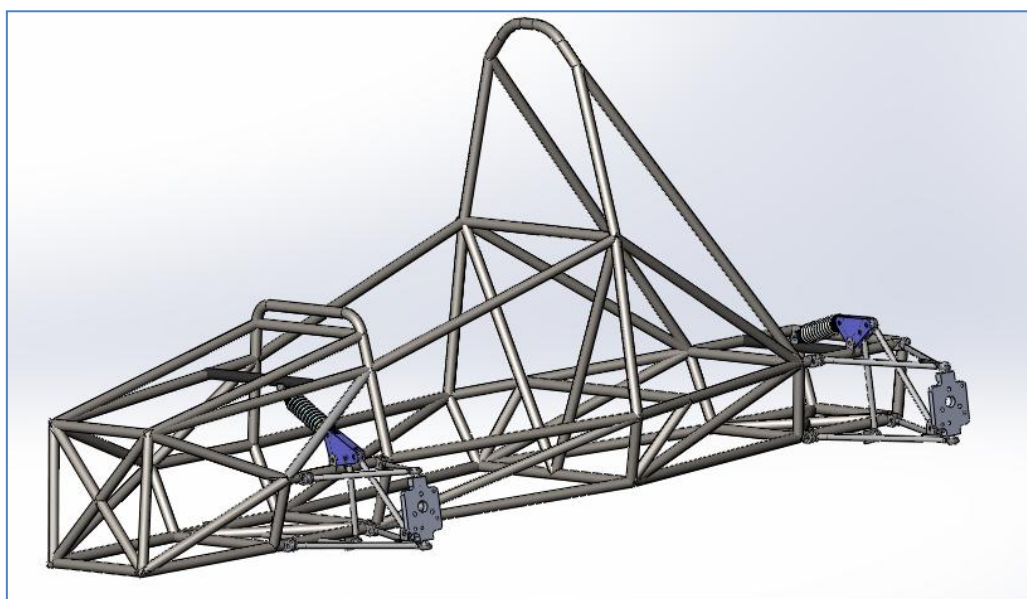
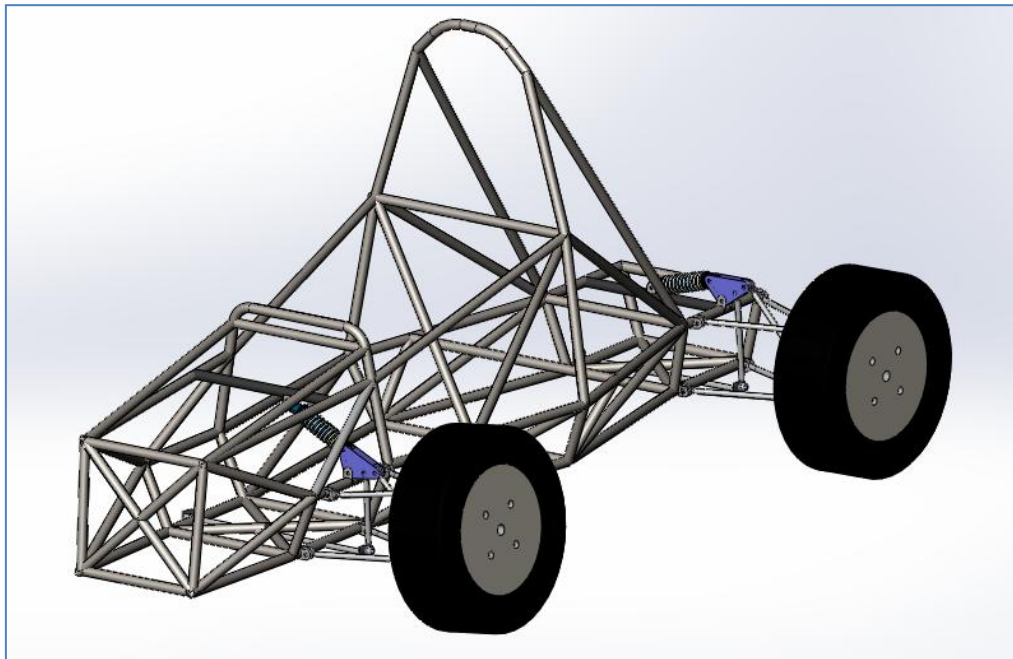


Figura 86. Ensamblaje de la suspensión trasera y delantera



*Figura 87. Ensamblaje de la suspensión trasera y delantera con las ruedas*



# CAPÍTULO 5

## ESTUDIO ECONÓMICO

## 5. Estudio Económico

### 5.1. Piezas de construcción propia

Se procederá hacer un estudio económico del coste de las piezas de construcción propia del diseño. En las siguientes tablas se muestra el material y el proceso a seguir para construir las diferentes piezas de las que consta el sistema de suspensión diseñado. [20]

#### Brazos de la suspensión

Concepto	Descripción	Detalles	Cantidad
<b>Material</b>	Acero S275JR	Barra tubular 14mm de $\varnothing$ 2 mm de espesor	5128,56 mm (16 barras, 4 barras por eje)
<b>Mano de obra</b>	Mecanizado	Corte recto y Corte transversal	2 Horas

#### Prisma de unión brazos

Concepto	Descripción	Detalles	Cantidad
<b>Material</b>	Acero S275JR	Barra cuadrada 14 x 14 mm 1,5 mm de espesor	560 mm (8 barras de 70 mm)
<b>Mano de obra</b>	Mecanizado	Corte recto y soldadura	2 Horas

#### Barra de empuje

Concepto	Descripción	Detalles	Cantidad
<b>Material</b>	Acero S275JR	Barra tubular 14mm de $\varnothing$ 2 mm de espesor	988 mm (4 barras)
<b>Mano de obra</b>	Mecanizado	Corte recto	1 Hora

#### Anclajes chasis brazo

Concepto	Descripción	Detalles	Cantidad
<b>Material</b>	Acero S275JR	Chapa 3 mm de espesor	42415,2 mm <sup>2</sup> (40 piezas)
<b>Mano de obra</b>	Mecanizado	Corte recto, corte circular y taladro	5 Horas

### Balancín

Concepto	Descripción	Detalles	Cantidad
<b>Material</b>	Acero S275JR	22 mm de espesor	6654 mm <sup>2</sup>
<b>Mano de obra</b>	Mecanizado	Fresadora	2 Horas

### Unión barra de empuje- triangulo inferior

Concepto	Descripción	Detalles	Cantidad
<b>Material</b>	Acero S275JR	Chapa 3 mm de espesor	6040 mm <sup>2</sup> (2 piezas)
<b>Mano de obra</b>	Mecanizado	Corte recto, corte circular, taladro y soldadura	3 Horas

### Barras antibalanceo

Concepto	Descripción	Detalles	Cantidad
<b>Material</b>	Acero S275JR	Chapa 3 mm de espesor barra tubular de 14 mm de Ø y 2 mm de espesor	1500 mm <sup>2</sup> de chapa 1807 mm de barra tubular
<b>Mano de obra</b>	Mecanizado	Corte recto, corte circular, taladro y soldadura	3 Horas

### Costes de material

Pieza	Detalles	Dimensiones de venta	Cantidad	Nº de piezas	Precio Unitario	Precio Total
<b>Barra tubular</b>	14 mm de Ø y 2 mm de espesor	6000 mm	7923,56 mm	2	6,48 €	12,96 €
<b>Barra cuadrada</b>	14 x 14 mm 1,5 mm de espesor	6000 mm	560 mm	1	5,88 €	5,88 €
<b>Chapa</b>	3 mm de espesor	500000 mm <sup>2</sup>	49955,2 mm <sup>2</sup>	1	23,27 €	23,27 €
<b>Pieza de acero</b>	22 mm de espesor	100000 mm <sup>2</sup>	6654 mm <sup>2</sup>	1	44,32 €	44,32 €
<b>TOTAL (IVA incluido)</b>						86,43 €

### Costes de diseño

Este coste no se sumará a los costes finales, ya que es un proyecto universitario.

Cantidad	Precio Unitario	Total
200 horas	30 €	6000 €

### Costes de mano de obra

Cantidad	Precio Unitario	Total
18 horas	30 €	540 €

### Costes totales de la fabricación de las piezas

Concepto	Precio
<b>Materiales</b>	86,43 €
<b>Mano de obra</b>	540 €
<b>Total (IVA incluido)</b>	626,43 €

## 5.2. Piezas adquiridas

Componente	Cantidad	Precio unitario	Precio total
<b>Rótulas</b>	40	39,55 €	1582 €
<b>Rodamientos</b>	4	12 €	48 €
<b>Amortiguadores</b>	4	395 €	1580 €
<b>Tornillos, tuercas, arandelas, electros</b>	-	-	80€
<b>TOTAL (IVA incluido)</b>			3290 €

## 5.3. Presupuesto final

Concepto	Precio total
<b>Piezas de construcción propia</b>	626,43 €
<b>Piezas adquiridas</b>	3290 €
<b>TOTAL (IVA incluido)</b>	3916,43 €



# CAPÍTULO 6

## CONCLUSIONES

## 6. Conclusiones

Al inicio del proyecto se realizó una breve introducción a la competición de la Fórmula SAE y se introdujeron las bases teóricas del sistema de suspensión para poder comprender los requisitos del vehículo.

Después de un proceso de aprendizaje, recopilación de información y de estudio se han concluido los siguientes conceptos:

- Se ha definido un sistema de suspensión de doble triángulo superpuesto del tipo push-rod. Este sistema ha sido seleccionado por las ventajas que presenta para la adaptación del vehículo, ya que permite una gran variedad de ajustes a la hora de seleccionar los parámetros del sistema de suspensión.
- Se han diseñado, mediante el programa Solidworks, los brazos de la suspensión, el balancín, la barra empujadora, las barras antibalanceo y los diferentes puntos de acoplamiento.
- Se han especificado las características del amortiguador y resorte para un uso óptimo.
- Una vez diseñadas todas las piezas, se han sometido a un estudio estructural mediante el programa Solidworks Simulation para poder determinar la fiabilidad de las piezas.

Una vez finalizado el proyecto se debe tener en cuenta que muchos de los parámetros utilizados para poder diseñar el sistema de suspensión han sido estimados. Por ese motivo, es posible que algunas de las opciones seleccionadas a medida que se vayan fijando los diseños o componentes del vehículo puedan hacer variar las medidas y masas.

Una de las partes que más influye en la suspensión del vehículo, es el chasis, este sistema de suspensión ha sido diseñado tomando un primer modelo de chasis, se deberán tener en cuenta las medidas de futuros diseños a la hora de anclar los brazos del sistema de suspensión. También influirá notablemente la distribución y el peso de las masas suspendidas.

Aunque es un primer diseño se puede concluir que:

- El diseño cumple con los parámetros marcados por la normativa y el equipo Fórmula Uc3m.
- Se ha realizado el diseño del sistema de suspensión siguiendo todos los parámetros y recomendaciones para este tipo de configuración de sistema de suspensión.
- Las variaciones de los ángulos son los correctos, además los rangos de calibración de los mismos permiten la puesta a punto del sistema para el tipo de comportamiento que se requiera.
- Las piezas diseñadas cumplen con las condiciones estructurales.





# CAPÍTULO 7

## DESARROLLOS FUTUROS

## 7. Desarrollos futuros

A partir de este proyecto se podrán realizar futuros estudios con el objetivo de mejorar el diseño del sistema de suspensión.

- Adaptación del sistema de suspensión a futuros cambios de las características del vehículo.
- Análisis dinámico del sistema de suspensión.
- Análisis aerodinámico, con el desarrollo de barras de mejores características aerodinámicas.
- Estudio de los ángulos de la dirección para los diferentes tipos de circuito.
- Plantear la posibilidad de poder implantar un sistema de suspensión pull-rod.
- Estudio del confort en la cabina del piloto.
- Abaratar costes del sistema de suspensión.
- Mejorar el diseño de las piezas de forma que se reduzca el peso de las piezas y mantenga su capacidad estructural.
- Plantear un sistema de suspensión diferente en el eje trasero y delantero.
- Mejorar el diseño de las barras antibalaneo.
- Adaptar la localización de los amortiguadores a nuevos puntos de anclajes.



# BIBLIOGRAFÍA

## Bibliografía

- [1] <http://www.fsae.com/> (última consulta: 26/04/2014)
- [2] <http://www.formulauc3m.com/> (última consulta: 26/04/2014)
- [3] Ríos, Orlando. “La suspensión – Automóviles de competición”. 1ª Edición. Madrid: Biblioteca CEAC del automóvil. 1992.
- [4] Baylos Hermenegildo. “Fundamentos sobre el comportamiento dinámico del coche deportivo”. Real Federación Española de Automovilismo. España.
- [5] Alberdi Urbieto, Juan. “Amortiguadores y suspensión – Manuales de automoción”. Tecnum. Campus tecnológico de la universidad de Navarra.
- [6] Baylos Hermenegildo. “Fundamentos sobre el comportamiento dinámico del coche deportivo”. Real Federación Española de Automovilismo. España.
- [7] Apuntes de la asignatura “Teoría de vehículos”, de la Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de mecánica. 2011.
- [8] Villar López, Carlos. “Diseño conceptual y dinámica vehicular de un prototipo de Fórmula SAE”, Director: García Sánchez, Eduardo. Universidad Pontificia Comillas, 2006.
- [9] <https://www.hoosiertire.com/> (última consulta: 22/02/2014)
- [10] Apuntes de la asignatura “Diseño de máquinas”, de la Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de mecánica. 2010.
- [11] Apuntes de la asignatura “Laboratorio de tecnologías IV”, de la Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de mecánica. 2004.
- [12] Vega Hernández, Jorge. “Diseño de los sistemas de frenada y dirección para un Fórmula SAE: Diseño II”. Director: Daniel García-Pozuelo Ramos. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de Mecánica. 2013.
- [13] Escalera Álvarez, Beatriz. “Diseño del chasis para un Fórmula SAE: Diseño I”. Director: Daniel García-Pozuelo Ramos. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de Mecánica, 2013.
- [14] Luengo Muñoz, Adrián. “Diseño, cálculo y modelado avanzado del sistema de frenos y dirección para un vehículo FSAE”. Director: Antonio Gauchía Babé. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de Mecánica. 2013.
- [15] <http://www.foxhead.com/es> (última consulta: 10/04/2014)



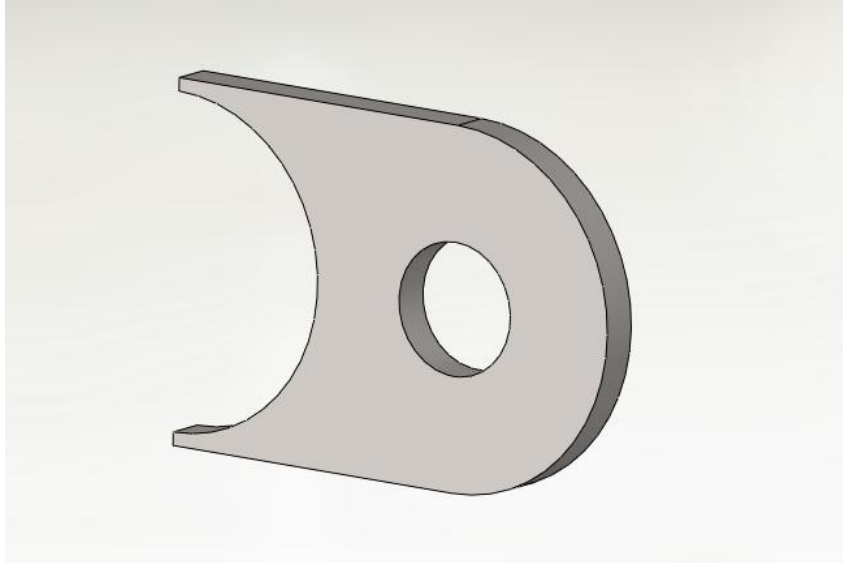
- [16] <http://www.tecnun.es/automocion/> (última consulta: 30/04/2014)
- [17] <http://www.incafe2000.es/> (última consulta: 16/05/2014)
- [18] <http://www.schaeffler.es/content.schaeffler.es> (última consulta: 10/04/2014)
- [19] López Mayo, Alberto. “Diseño de una suspensión semiactiva mediante QFT”. Master IMAC. Ingeniería de control robusto.
- [20] <http://www.uahe.es/> (última consulta: 16/05/2014)
- [21] Catálogo Aceros Uhae, 2000.
- [22] Catálogo AP Racing, 2012.
- [23] Catálogo Preisliste 2012-02, Rodamientos INA/FAG, 2012.
- [24] Paul Van Valkenburgh, “Race car engineering and mechanics”, 2000.



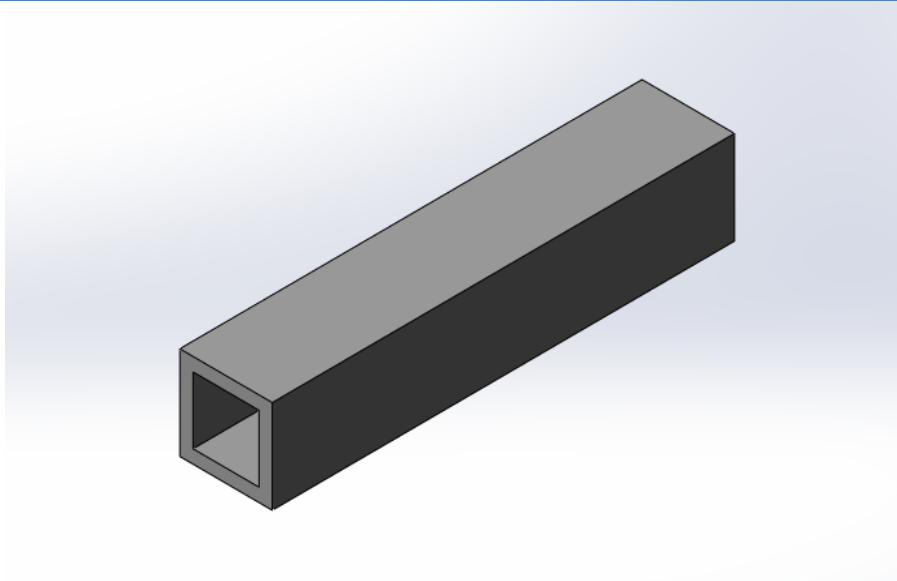
# ANEXOS

## Anexo I: Componentes

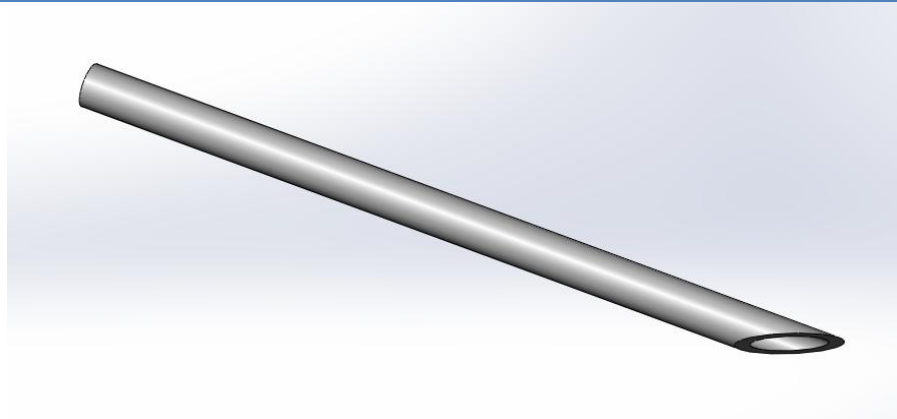
### ANCLAJE CHASIS-BRAZOS DE LA SUSPENSIÓN Diseño y fabricación propios



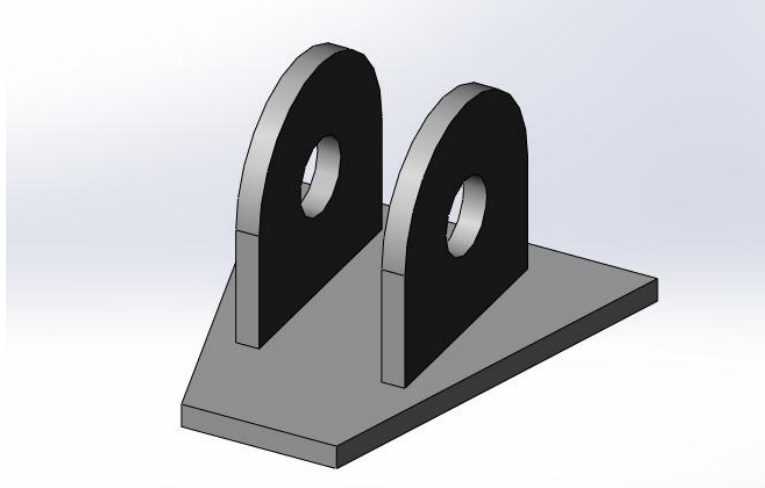
### PRISMA DE UNIÓN Diseño y fabricación propios



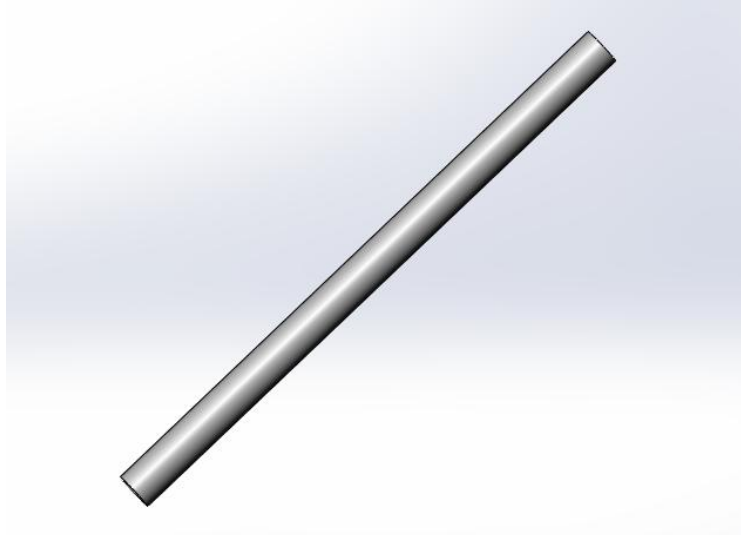
### BRAZOS DE LA SUSPENSIÓN Diseño y fabricación propios



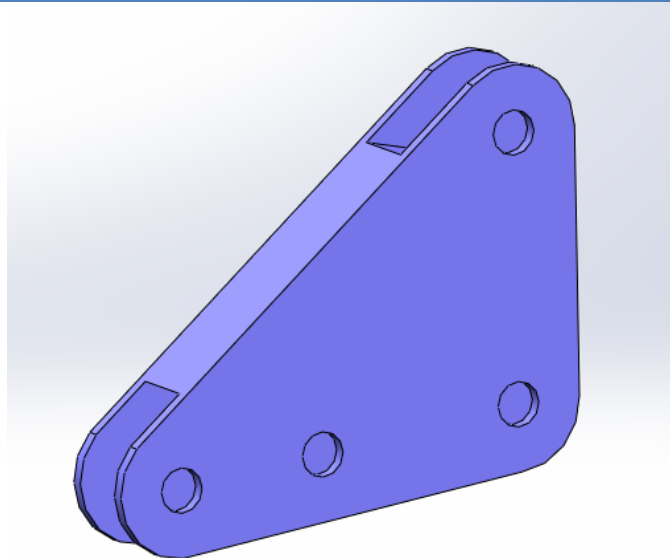
### UNIÓN BARRA DE EMPUJE-BRAZOS Diseño y fabricación propios



### BARRA DE EMPUJE Diseño y fabricación propios



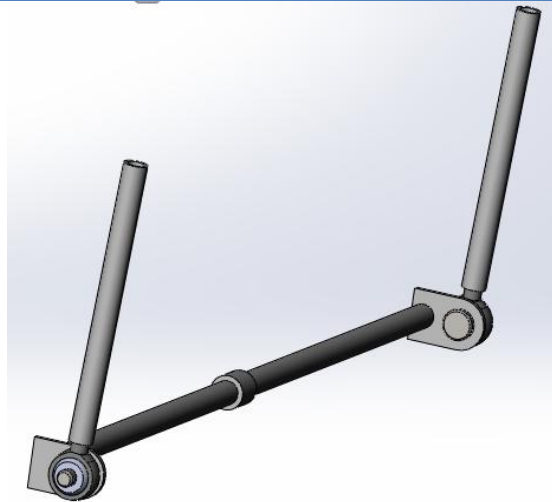
### BALANCÍN Diseño y fabricación propios





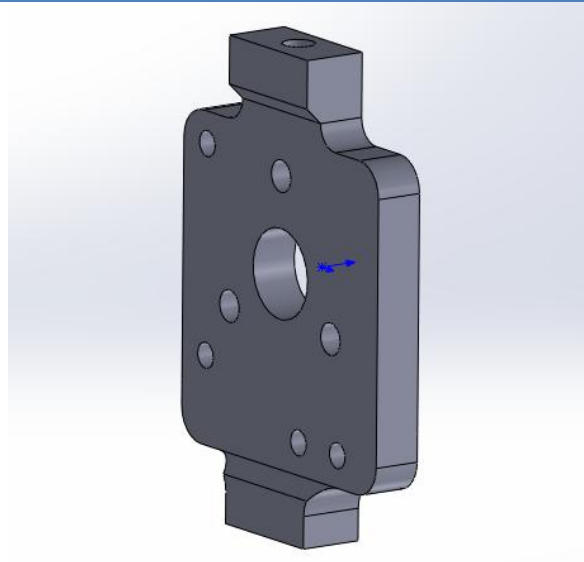
### BARRAS ANTIBALANCEO

Diseño y fabricación propios



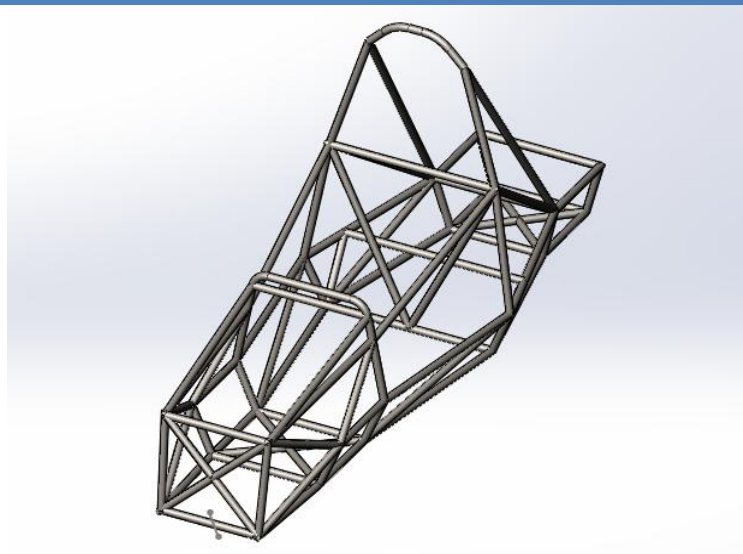
### MANGUETA

Diseño y fabricación Equipo Fórmula Uc3m

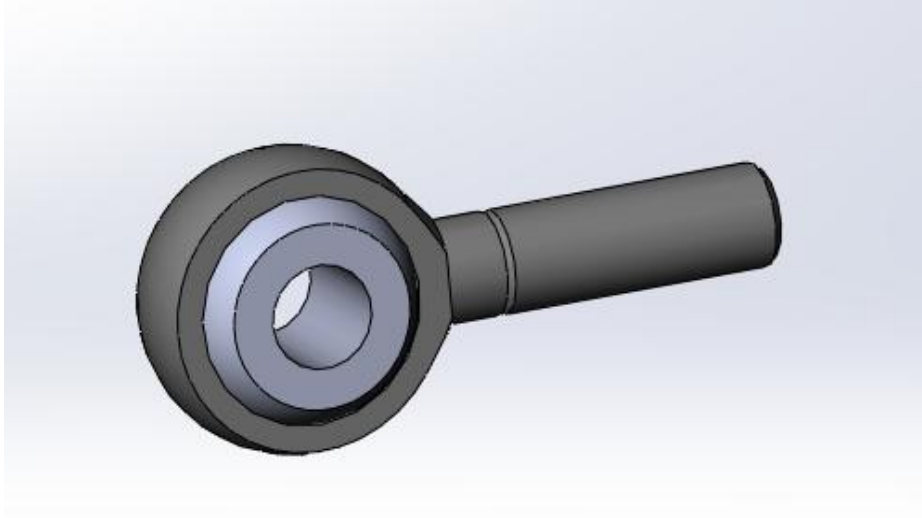


### CHASIS

Diseño y fabricación Equipo Fórmula Uc3m



**RÓTULA**  
Inafag Gar10-do



**RODAMIENTOS**  
SKF



**CONJUNTO AMORTIGUADOR-RESORTE**  
Fox Racing Shox VAN RC Factory 200x57mm



## NEUMÁTICOS

Hoosier Tire Corp. 20.5x6.0-13



## TORNILLOS, TUERCAS Y ARANDELAS

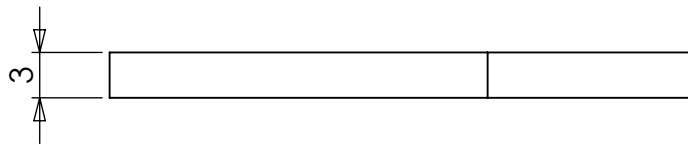
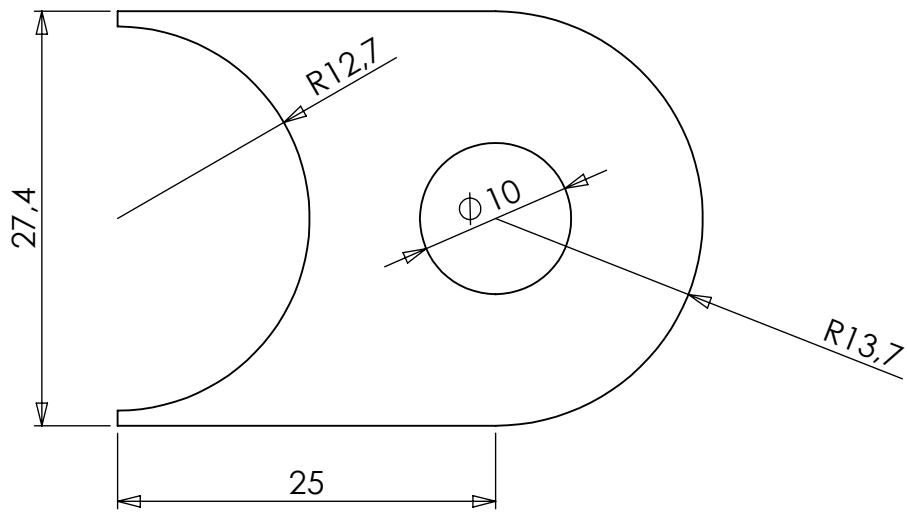
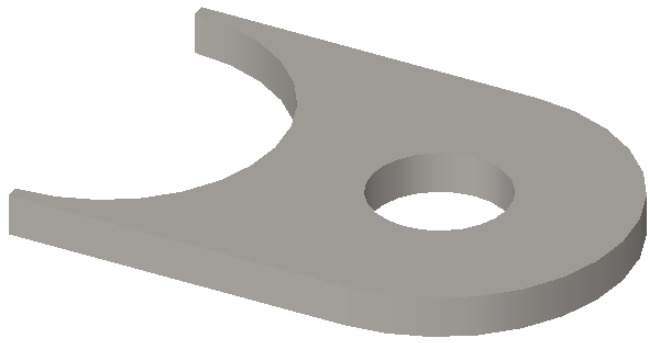


## ELECTRODOS

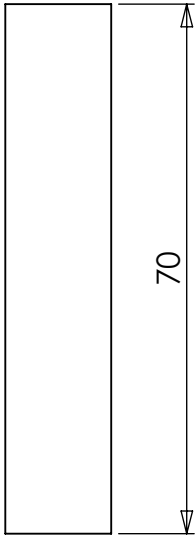
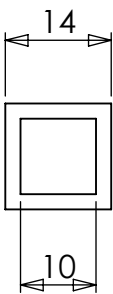
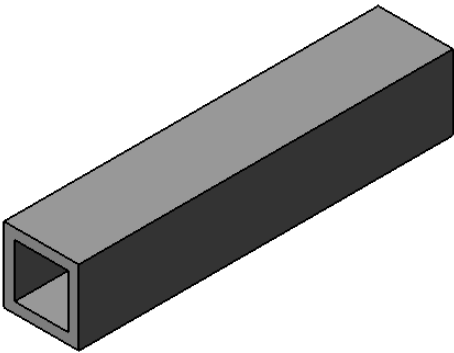




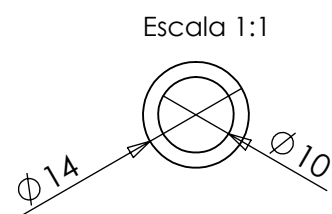
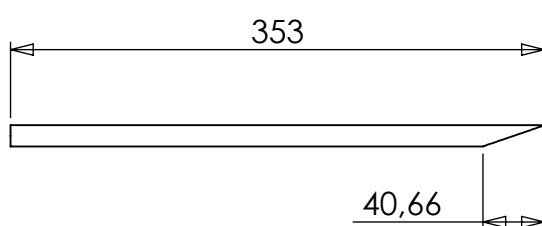
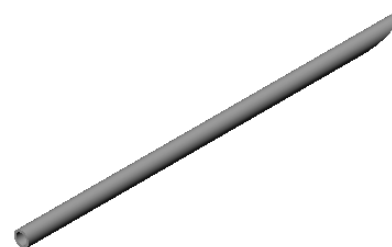
# ANEXO II: PLANOS DE LAS PIEZAS



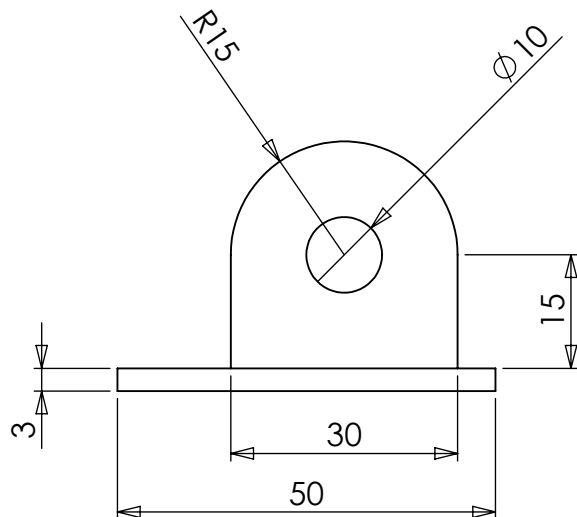
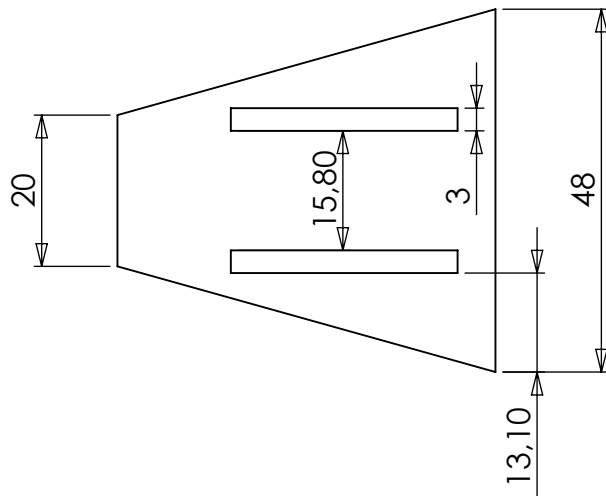
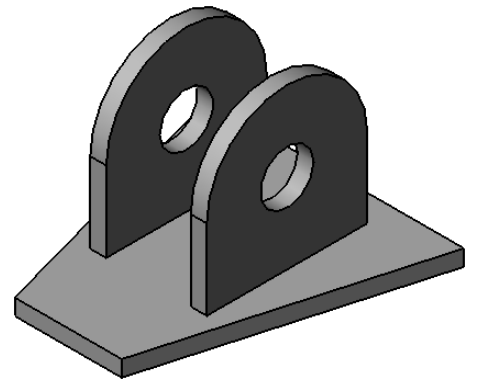
NOMBRE	FIRMA	FECHA	<div>TÍTULO: <h1>Anclaje chasis- brazos de la suspensión</h1></div>	
Carlos Pulido		20/05/2014		
MATERIAL: <div>S235JR</div>			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO <div>A1</div>
			ESCALA:2:1	HOJA1 DE 1



NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  Prisma de unión	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO  A2
S235JR			ESCALA:1:1	HOJA1 DE 1

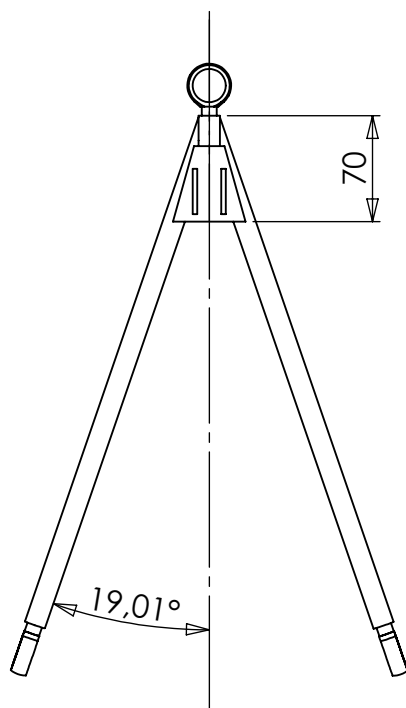
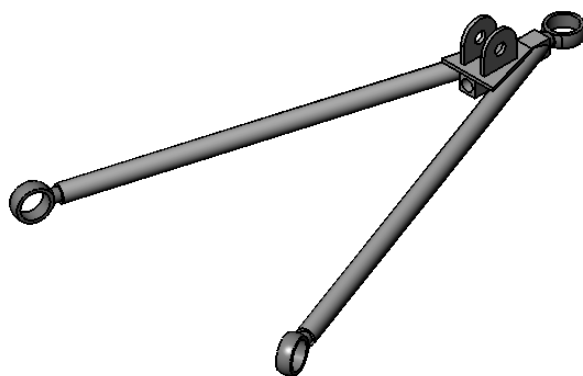


NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  Brazo inferior delantero	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO  A3
S235JR			ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1

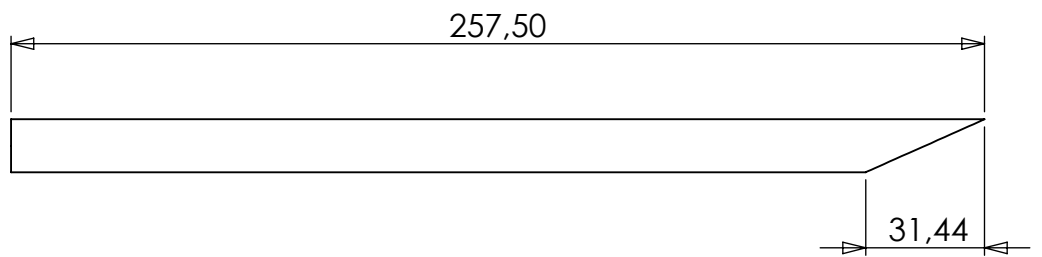
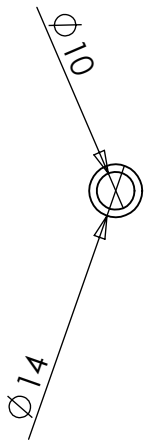
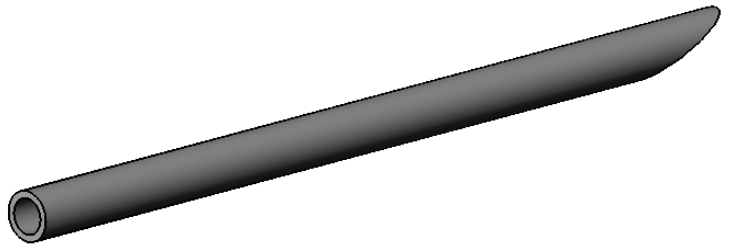


NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  Unión delantera barra de empuje-brazos	
Carlos Pulido		14/05/2014		
			MATERIAL:  S235JR	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			ESCALA:1:1	N.º DE DIBUJO  A4  HOJA1 DE 1

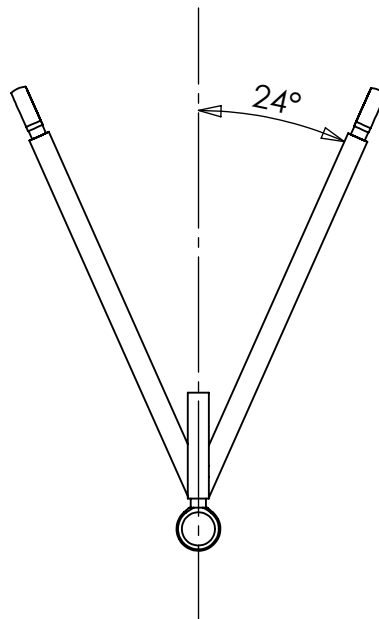
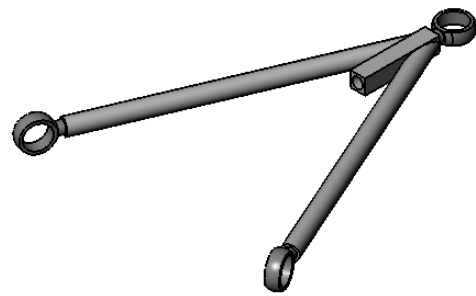




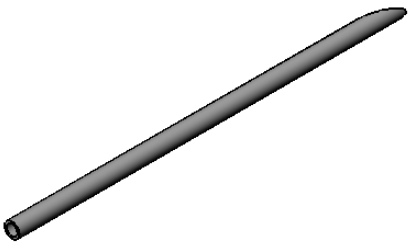
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: <div>Ensamblaje triangulo inferior delantero</div>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO A5
S235JR			ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1



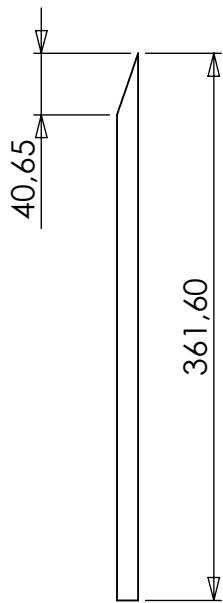
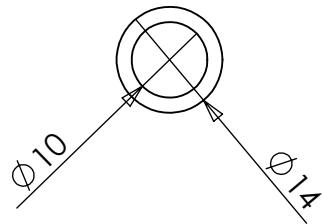
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  Brazo superior delantero	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO  A6
S235JR			ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1



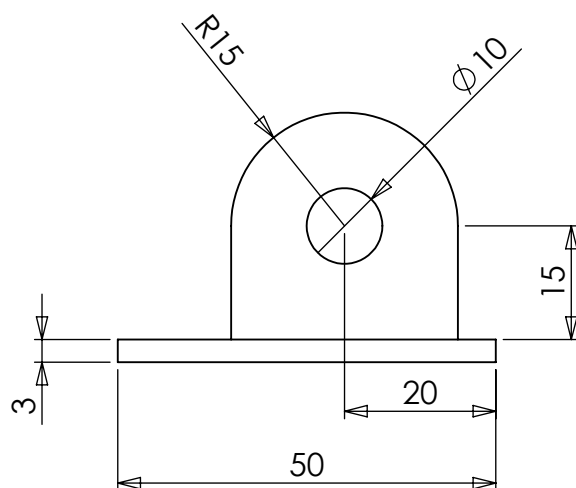
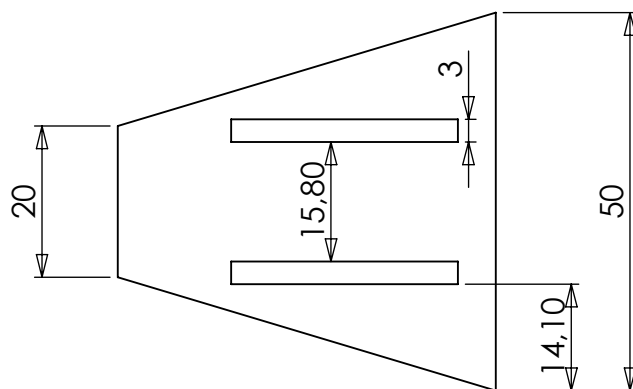
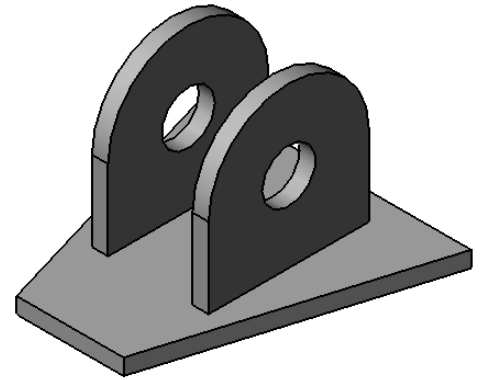
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: <div>Ensamblaje triangulo superior delantero</div>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	
S235JR			ESCALA: 1:5	N.º DE DIBUJO A7
			HOJA 1 DE 1	



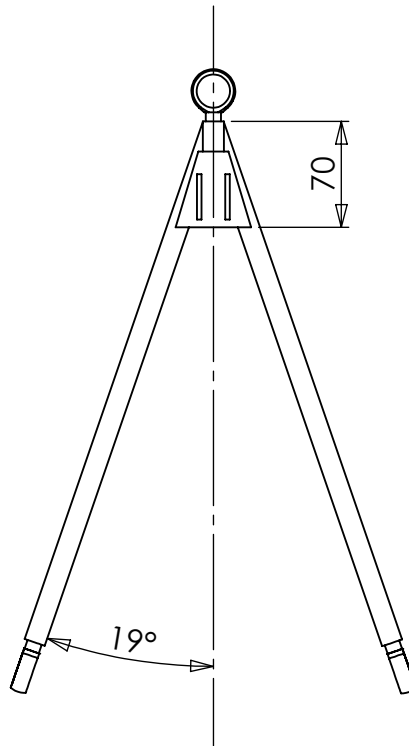
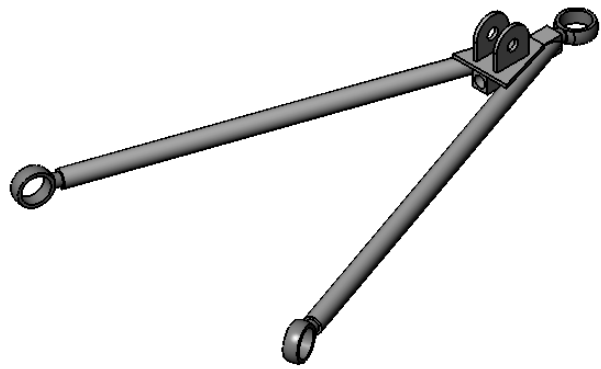
Escala 1:1



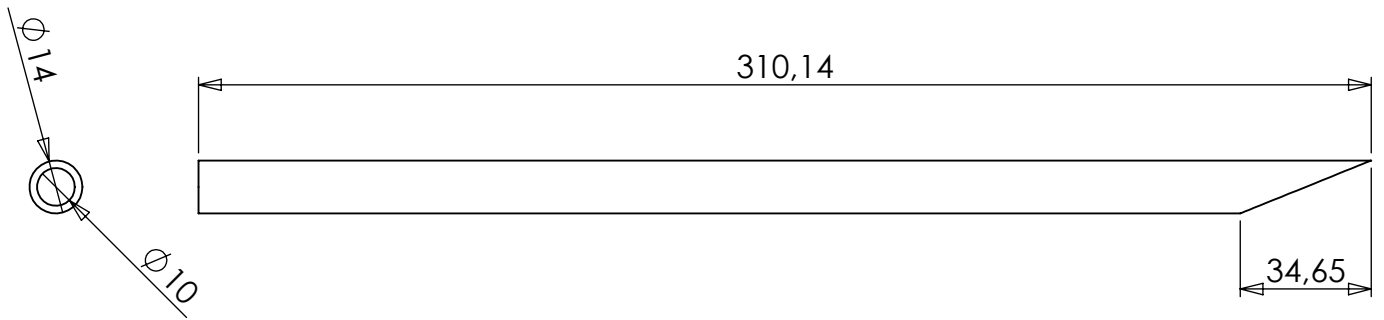
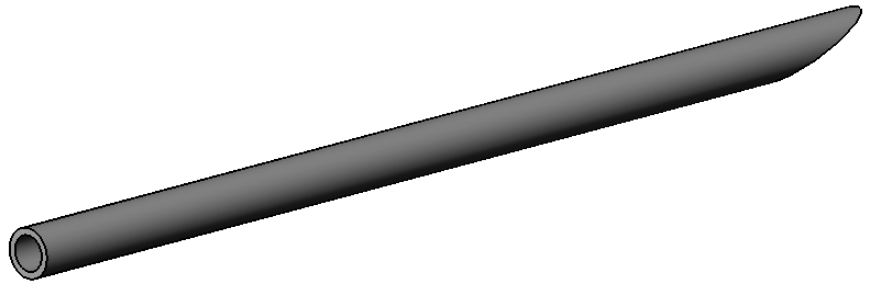
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  Brazo inferior trasero	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO A8
S235JR			ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1



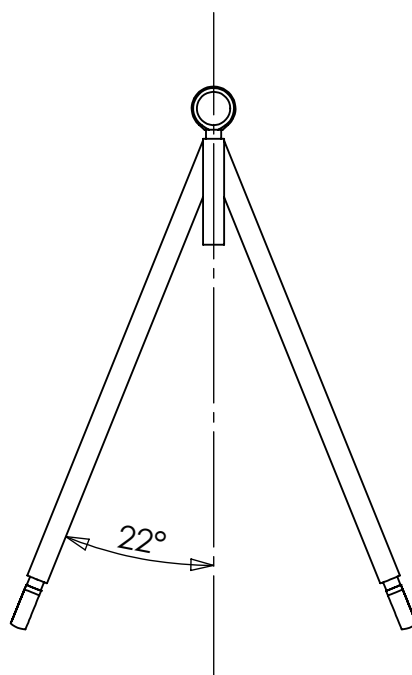
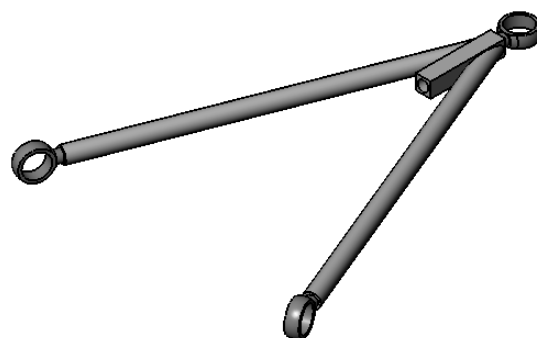
NOMBRE	FIRMA	FECHA	<p>TÍTULO:</p> <h1>Unión trasera barra de empuje-brazos</h1>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO
S235JR				A9
			ESCALA:1:1	HOJA1 DE 1



NOMBRE	FIRMA	FECHA	<b>TÍTULO:</b> <div>Ensamblaje triangulo inferior trasero</div>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO A10
S235JR			ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1

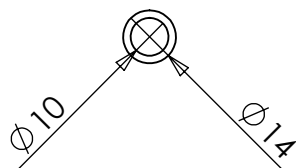
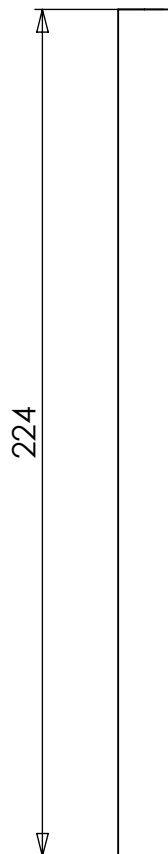


NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  Brazo superior trasero	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO  A11
S235JR			ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1

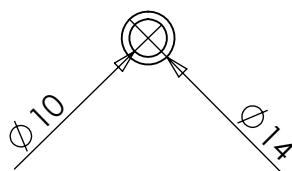
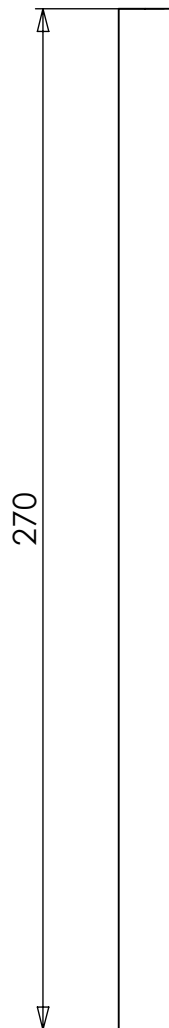


NOMBRE	FIRMA	FECHA	<b>TÍTULO:</b> <div>Ensamblaje triangulo superior trasero</div>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO A12
S235JR			ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1

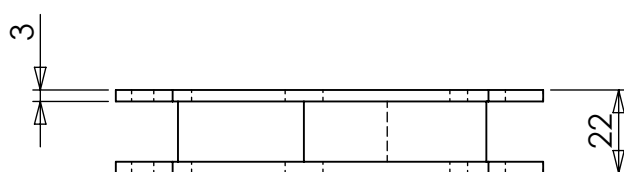
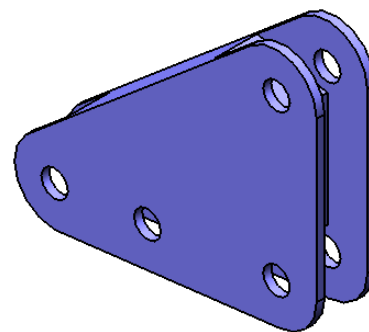
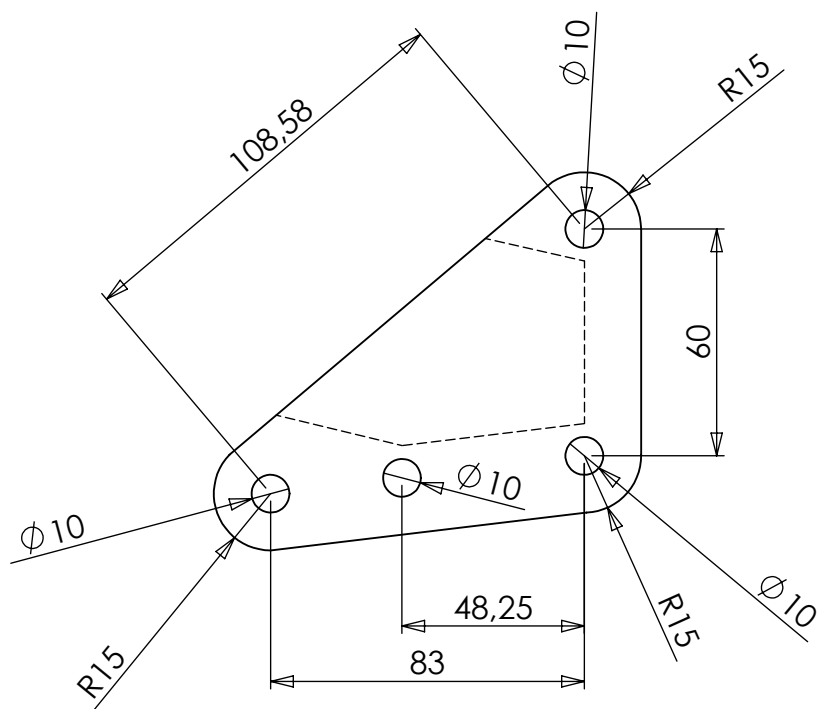




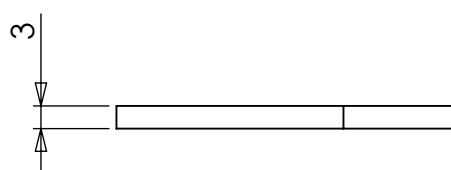
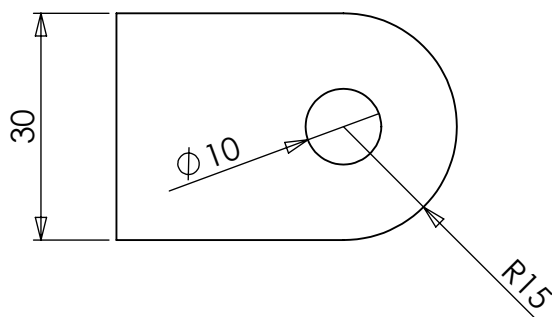
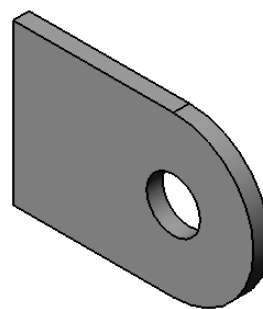
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  Barra de empuje delantera	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO  A13
S235JR			ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1



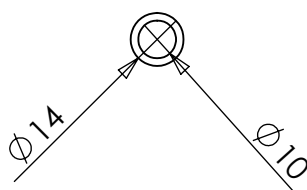
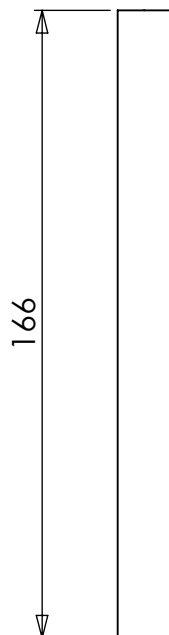
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  Barra de empuje trasera	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO  A14
S235JR			ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1



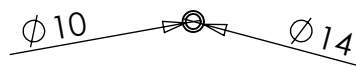
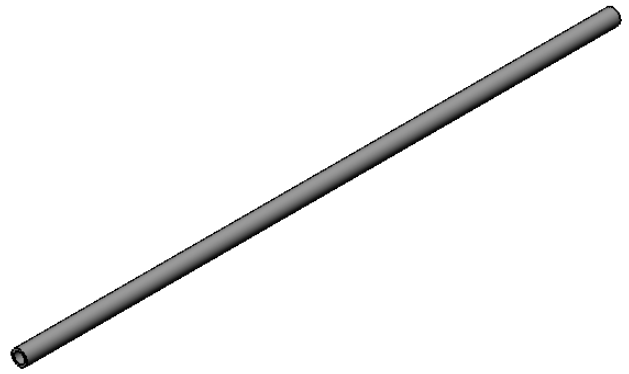
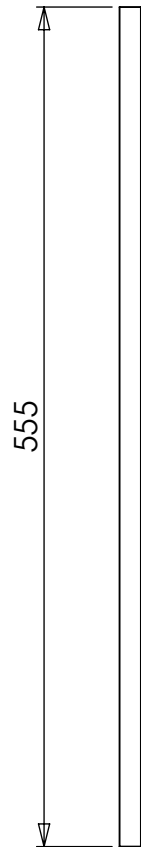
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  <b>Balancín</b>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:  <b>S235JR</b>			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO  <b>A15</b>
			ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1



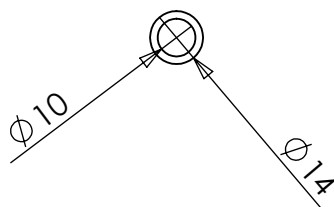
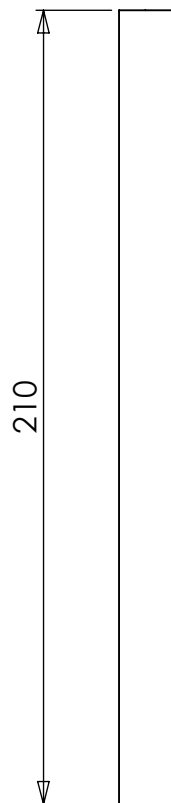
NOMBRE	FIRMA	FECHA	<div>TÍTULO:</div> <div>Chapa barra antibalanceo</div>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO
S235JR				A16
			ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1



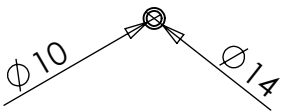
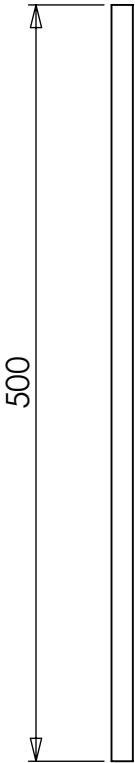
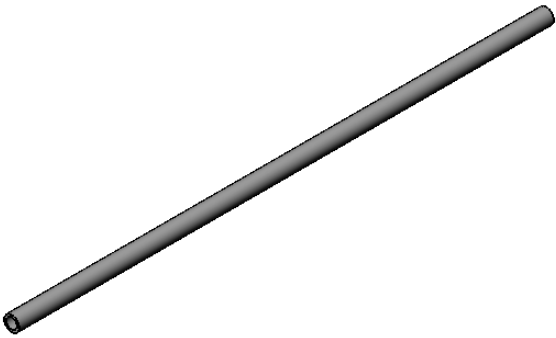
NOMBRE	FIRMA	FECHA	<div>TÍTULO:</div> <div>Barra vertical antibalanceo delantera</div>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO A17
S235JR			ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1



NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:  Barra horizontal antibalanceo delantera	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO  A18
S235JR			ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1



NOMBRE	FIRMA	FECHA	<div>TÍTULO:</div> <div>Barra vertical antibalanceo trasero</div>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO
S235JR				A19
			ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1



NOMBRE	FIRMA	FECHA	<div>TÍTULO:</div> <div>Barra horizontal antibalanceo trasera</div>	
Carlos Pulido		14/05/2014		
MATERIAL:			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	N.º DE DIBUJO
S235JR				A20
			ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1